



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ENERGETICKÝ ÚSTAV**

ENERGY INSTITUTE

**ROŠTOVÝ KOTEL NA SPALOVÁNÍ UHLÍ A BAGASY - 200  
T/H, 9,3 MPA, 520 °C**

GRATE BOILER FOR COAL AND BAGASSE COMBUSTION - 200 T/H, 9.3 MPA, 520 °C

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. David Bartůněk**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.**

**BRNO 2017**



# Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Bc. David Bartůněk**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Energetické inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.**  
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## **Roštový kotel na spalování uhlí a bagasy – 200 t/h, 9,3 MPa, 520 °C**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Vypracujte tepelný výpočet a rozměrový návrh kotle na spalování bagasy a uhlí dle detailního zadání, který bude respektovat rosný bod spalin. Palivo je spalováno na pásovém roštu moderní konstrukce. Množství vzduchu a umístění sekundárního vzduchu ve spalovací komoře je dáno dodavatelem roštu. Stanovte a zdůvodněte rozdělení vzduchu pod rošt a do spalovací komory kotle.

### **Cíle diplomové práce:**

Provést stechiometrický a tepelný výpočet kotle.  
Provést základní rozměrový návrh kotle.  
Stanovit rozdělení spalovacího vzduchu.  
Stanovit dosaženou účinnost kotle.

### **Seznam doporučené literatury:**

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 9788001037577.

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 9788021447707.

BUDAJ, Florian. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992.

ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. Parní kotle. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1983. Technický průvodce.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **Abstrakt**

Předmětem této diplomové práce je návrh roštového kotle na spalování bagasy a hnědého uhlí s tepelným výkonem 160 MW. Výpočet stechiometrie spalín je založen na základě známého prvkového rozboru obou paliv. Podstatnou část práce tvoří návrh teplosměnných ploch, přičemž uvažujeme bagasu jako palivo hlavní a hnědé uhlí jako palivo záložní. V posledních kapitolách jsou vypočítány kontrolní bilance kotle a skutečné účinnosti. Teplota spalín na výstupu z kotle je v samotném závěru porovnávána s teplotou rosného bodu. Součástí práce je příslušná výkresová dokumentace.

## **Klíčová slova**

roštový kotel, bagasa, hnědé uhlí, přehřívák, výparník, ekonomizér, ohřívák vzduchu

## **Abstract**

The object of the thesis is to design a grate boiler for bagasse and brown coal combustion with a heat output of 160 MW. Calculations of a flue gas stoichiometry are based on known element analyses of each fuel. The crucial part of the thesis includes designs of heat-exchanging surfaces, where the bagasse is considered as the main fuel while the brown coal is the spare one. Overall thermal balance and an actual boiler efficiencies are provided in last chapters. The boiler-outlet flue gas temperature is compared with the dew point temperature at the very end of the thesis. As a part of the thesis there is a design of the boiler attached.

## **Key Words**

grate boiler, bagasse, brown coal, superheater, evaporator, economiser, air heater



## **Bibliografická citace**

BARTŮNĚK, D. *Roštový kotel na spalování uhlí a bagasy - 200 t/h, 9,3 MPa, 520 °C*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 193 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc..





## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Roštový kotel na spalování uhlí a bagasy – 200 t/h, 9,3 MPa, 520 °C“ vypracoval samostatně, na základě odborných konzultací, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 26. května 2017

---

podpis studenta



## **Poděkování**

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Zdeňku Skálovi, CSc. a Ing. Mirku Hudečkovi, CSc. za odborné vedení při vypracovávání diplomové práce, cenné připomínky a komentáře a za čas strávený konzultacemi. Největší dík patří pak mým rodičům za bezmeznou podporu a mé přítelkyni, jejíž trpělivost se limitně blížila nekonečnu.



## 1 OBSAH

<b>1</b>	<b>Obsah .....</b>	<b>13</b>
<b>2</b>	<b>Úvod .....</b>	<b>16</b>
<b>3</b>	<b>Stechiometrie spalin .....</b>	<b>17</b>
3.1	Bagasa.....	17
3.1.1	Výpočet minimálního množství vzduchu.....	17
3.1.2	Výpočet minimálního množství spalin.....	18
3.1.3	Výpočet skutečného množství vzduchu a spalin .....	20
3.1.4	Entalpie vzduchu a produktů spalování .....	20
3.2	Hnědé uhlí.....	24
3.2.1	Výpočet minimálního množství vzduchu.....	24
3.2.2	Výpočet minimálního množství spalin.....	24
3.2.3	Výpočet skutečného množství vzduchu a spalin .....	26
3.2.4	Entalpie vzduchu a produktů spalování .....	27
<b>4</b>	<b>Tepelná bilance kotle .....</b>	<b>30</b>
4.1	Bagasa.....	30
4.1.1	Teplo přivedené do kotle .....	30
4.1.2	Ztráty kotle a tepelná účinnost.....	31
4.1.3	Výrobní teplo páry a množství paliva.....	33
4.2	Hnědé uhlí.....	34
4.2.1	Teplo přivedené do kotle .....	34
4.2.2	Ztráty kotle a tepelná účinnost.....	35
4.2.3	Výrobní teplo páry a množství paliva.....	36
<b>5</b>	<b>Výpočet spalovací komory .....</b>	<b>38</b>
5.1	Základní geometrie spalovací komory .....	38
5.2	Bagasa – tepelný výpočet ohniště .....	39
5.2.1	Součinitel M.....	39
5.2.2	Užitečné teplo uvolněné v ohništi .....	40
5.2.3	Boltzmannovo číslo .....	41
5.2.4	Stupeň černosti ohniště .....	42
5.2.5	Teplota spalin na výstupu z ohniště .....	44
5.2.6	Množství tepla odevzdané v ohništi do stěn .....	44
5.3	Hnědé uhlí – tepelný výpočet ohniště .....	45
5.3.1	Součinitel M.....	45
5.3.2	Užitečné teplo uvolněné v ohništi .....	45
5.3.3	Boltzmannovo číslo .....	47
5.3.4	Stupeň černosti ohniště .....	47

---

5.3.5	<i>Teplota spalin na výstupu z ohniště</i>	49
5.3.6	<i>Množství tepla odevzdané v ohništi do stěn</i>	49
<b>6</b>	<b>Parametry média a tepelná bilance spalin</b>	<b>50</b>
6.1	<i>Přehled teplosměnných ploch</i>	50
6.1.1	<i>Ohřívák vzduchu</i>	50
6.1.2	<i>Ekonomizér</i>	50
6.1.3	<i>Výparník</i>	50
6.1.4	<i>Přehřívák</i>	50
6.2	<i>Návrhové parametry vody a páry</i>	51
6.2.1	<i>Bagasa</i>	51
6.2.2	<i>Hnědé uhlí</i>	51
6.3	<i>Bilance vstříků napájecí vody</i>	52
6.3.1	<i>Vstřík 2</i>	52
6.3.2	<i>Vstřík 1</i>	52
6.4	<i>Návrhové rozložení tepelných výkonů</i>	53
6.4.1	<i>Bagasa</i>	53
6.4.2	<i>Hnědé uhlí</i>	54
6.5	<i>Tepelná bilance spalin</i>	56
6.5.1	<i>Bagasa</i>	56
6.5.2	<i>Hnědé uhlí</i>	58
6.6	<i>Pilové diagramy</i>	61
<b>7</b>	<b>Tepelný výpočet teplosměnných ploch – bagasa</b>	<b>63</b>
7.1	<i>Deskový přehřívák SH3a</i>	63
7.2	<i>Doplňková plocha v prostoru SH3a</i>	71
7.3	<i>Deskový přehřívák SH3b</i>	73
7.4	<i>Doplňková plocha v prostoru SH3b</i>	81
7.5	<i>Přehřívák SH4</i>	82
7.6	<i>Doplňková plocha v prostoru SH4</i>	88
7.7	<i>Přehřívák SH2</i>	90
7.8	<i>Doplňková plocha v prostoru SH2</i>	95
7.9	<i>Výparníková mříž</i>	97
7.10	<i>Přehřívák SH1b</i>	101
7.11	<i>Přehřívák SH1a</i>	106
7.12	<i>Ekonomizér ECO2</i>	111
7.13	<i>Ohřívák vzduchu AH</i>	115
7.14	<i>Ekonomizér ECO1</i>	121
7.15	<i>Výparník</i>	126

---

7.16	<i>Kontrola celkové bilance kotle a teplota rosného bodu spalín .....</i>	127
7.16.1	<i>Skutečná účinnost kotle .....</i>	127
7.16.2	<i>Teplota rosného bodu spalín .....</i>	128
<b>8</b>	<b>Tepelný výpočet teplosměnných ploch – hnědé uhlí.....</b>	<b>130</b>
8.1	<i>Deskový přehřívák SH3a .....</i>	130
8.2	<i>Doplňková plocha v prostoru SH3a.....</i>	136
8.3	<i>Deskový přehřívák SH3b .....</i>	137
8.4	<i>Doplňková plocha v prostoru SH3b.....</i>	143
8.5	<i>Přehřívák SH4.....</i>	144
8.6	<i>Doplňková plocha v prostoru SH4.....</i>	149
8.7	<i>Přehřívák SH2.....</i>	150
8.8	<i>Doplňková plocha v prostoru SH2.....</i>	154
8.9	<i>Výparníková mříž .....</i>	156
8.10	<i>Přehřívák SH1b .....</i>	159
8.11	<i>Přehřívák SH1a .....</i>	163
8.12	<i>Ekonomizér ECO2 .....</i>	168
8.13	<i>Ohřívák vzduchu AH.....</i>	171
8.14	<i>Ekonomizér ECO1 .....</i>	176
8.15	<i>Výparník .....</i>	179
8.16	<i>Kontrola celkové bilance kotle a teplota rosného bodu spalín .....</i>	180
8.16.1	<i>Skutečná účinnost kotle .....</i>	180
8.16.2	<i>Teplota rosného bodu spalín .....</i>	181
<b>9</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>183</b>
<b>10</b>	<b>Seznam použitých zdrojů .....</b>	<b>184</b>
<b>11</b>	<b>Seznam zkratk a symbolů.....</b>	<b>185</b>
<b>12</b>	<b>Seznam příloh.....</b>	<b>193</b>

## 2 Úvod

V poslední době začíná docházet k velkým změnám v oblasti stavby nových tepelných elektráren s kotli na tuhá paliva. Nejzásadnějším dílem se na tom podílí problematika globálního oteplování. Mnoho světových velmocí se snaží upřednostňovat obnovitelné zdroje energie i v případech, kde to není nezbytně nutné a na úkor toho dochází k poklesu výstavby nových tepelných elektráren s kotli jako zdroji přehřáté páry. Na místo výstavby nových kotlů se větší pozornost nyní přesouvá k prostředkům čištění spalin, ať už jde o odsíření či denitrifikaci.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem kotle na spalování bagasy. Bagasa vzniká jako odpadní produkt při výrobě cukrové třtiny a lze ji jako palivo zařadit do skupiny biomasy. Přehřátá pára z navrženého kotle odchází na parní turbínu a odebíraný elektrický výkon slouží zejména právě pro technologii zpracování cukrové třtiny. Úskalím této koncepce je fakt, že v období, kdy nedochází ke sklizni a dostatek zásob bagasy je nedostačující, je třeba provozovat kotel spalováním jiného druhu paliva. V takovém případě je třeba navrhnout kotel tak, aby byl takovému provozu uzpůsoben. V tomto případě je náhradním palivem jihoafrické hnědé uhlí.

Palivo je spalováno na pásovém roštu moderní konstrukce, přičemž umístění primárního a sekundárního vzduchu je dáno dodavatelem roštu. Palivo padá ze zásobníku paliva na šnekový podavač, který ho dopravuje k pohazovačům paliva. Prostřednictvím mechanických pohazovačů a potřebného vzduchu je palivo dopraveno na rošt. Uspořádání teplosměnných ploch je stejně jako rozměry spalovací komory dáno firemními podklady. Čištění ploch je realizováno prostřednictvím parních ofukovačů.

Koncepce výpočtu je následující. V první řadě se vypočítá stechiometrie spalin, ze které získáme objemy spalin a vzduchu vztažených na 1 kg spáleného paliva. Následuje tepelný výpočet, kterým stanovíme účinnost kotle a výrobní teplo páry. Následuje návrh spalovací komory, jehož hlavním výstupem je teplota spalin na konci ohniště. Nejrozsáhlejší část práce se věnuje tepelnému výpočtu jednotlivých výhřevných ploch. V závěru je provedena kontrolní bilance kotle a přepočet skutečné účinnosti pro skutečnou teplotu spalin na konci kotle. Poslední kapitola je věnována výpočtu teploty rosného bodu spalin.



### 3 STECHIOMETRIE SPALIN

V této kapitole jsou provedeny stechiometrické výpočty s cílem stanovit množství vzduchu potřebného pro spálení 1 kg paliva, množství spalin, které se tímto spálením uvolní a entalpie spalin i vzduchu pro příslušný rozsah teplot. Tyto výpočty respektují postup výpočtu uvedený v literatuře [1]. V první části je výpočet proveden pro hlavní palivo – bagasu, v druhé části pak pro palivo záložní – hnědé uhlí.

#### 3.1 Bagasa

V následující tabulce jsou uvedeny základní parametry bagasy biomasy, určené pro spalování, spolu s hmotnostním složením daného paliva.

Tab. 3.1 – Základní parametry a složení bagasy

Q <sub>i</sub> <sup>r</sup> [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	W <sup>r</sup> [%]	A <sup>r</sup> [%]	C <sup>r</sup> [%]	H <sup>r</sup> [%]	N <sup>r</sup> [%]	Cl <sup>r</sup> [%]	O <sup>r</sup> [%]	S <sup>r</sup> [%]
7 319	51,34	1,88	22,09	2,98	0,40	0,028	21,21	0,07

##### 3.1.1 Výpočet minimálního množství vzduchu

**Minimální množství kyslíku pro spálení 1 kg paliva**

$$V_{O_2 \min} = \frac{22,3924}{100} \cdot \left( \frac{C^r}{12,011} + \frac{H^r}{4,0316} + \frac{S^r}{32,066} - \frac{O^r}{31,9988} \right) \quad (3.1)$$

$$\{V_{O_2 \min}\} = \frac{22,3924}{100} \cdot \left( \frac{22,09}{12,011} + \frac{2,98}{4,0316} + \frac{0,07}{32,066} - \frac{21,21}{31,9988} \right)$$

$$V_{O_2 \min} = 0,4294 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}$$

**Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva**

Při výpočtu minimálního množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva vycházíme ze známého objemového složení suchého vzduchu bez vodní páry. Předpokládané složení je prezentováno v tabulce 3.2.

Tab. 3.2 – Objemové složení suchého vzduchu

složka vzduchu	procentuální zastoupení [%]
kyslík O <sub>2</sub>	21,00
dusík N <sub>2</sub>	78,05
argon Ar *	0,92
oxid uhličitý CO <sub>2</sub>	0,03

\* včetně vzácných plynů

$$V_{vz \min}^s = \frac{100}{21} \cdot V_{O_2 \min} \quad (3.2)$$

$$V_{vz \min}^s = \frac{100}{21} \cdot 0,4294 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1} = 2,0448 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}$$

**Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva**

Uvažujeme-li jako okysličovadlo spalovacího procesu atmosférický vzduch, nelze pominout vodní páru obsaženou v tomto vzduchu. Její koncentrace závisí na teplotě (resp. tlaku) a relativní vlhkosti vzduchu. Objem vodní páry připadající na 1 m<sup>3</sup> suchého vzduchu je dán rovnicí 3.3.

$$v_{H_2O} = \varphi \cdot \frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p''} \quad (3.3)$$

$\varphi[-]$ ... relativní vlhkost vzduchu

$p''[Pa]$ ... parciální tlak vodní páry na mezi sytosti při dané teplotě vzduchu ( $t = 25\text{ °C}$ )

$p_c[Pa]$ ... celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu

$$\{v_{H_2O}\} = 0,6 \cdot \frac{3169,7469}{99\,724 - 0,6 \cdot 3169,7469}$$

$$v_{H_2O} = 0,0194$$

Faktor vyjadřující poměrné zvětšení objemu suchého vzduchu o objem vodní páry při dané relativní vlhkosti a teplotě vzduchu je dán následujícím vztahem.

$$f = 1 + v_{H_2O} = 1 + 0,0194 = 1,0194 \quad (3.4)$$

A konečně minimální množství vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva je:

$$V_{vz\ min} = f \cdot V_{vz\ min}^s \quad (3.5)$$

$$V_{vz\ min} = 1,0194 \cdot 2,0448 Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1} = 2,0846 Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}$$

**3.1.2 Výpočet minimálního množství spalín****Minimální teoretický objem suchých spalín vzniklých spálením 1 kg paliva**

Tento objem suchých spalín vznikne dokonalým spálením paliva při minimálním množství vzduchu, tj. bez přebytku vzduchu.

$$V_{sp\ min}^s = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{Ar} \quad (3.6)$$

Objemy jednotlivých složek se určí z následujících vztahů.

Objem oxidu uhličitého CO<sub>2</sub> – složen z uhlíku hořlaviny a ze spalovacího vzduchu.

$$V_{CO_2} = \frac{22,2609}{100} \cdot \frac{C^r}{12,011} + 0,0003 \cdot V_{vz\ min}^s \quad (3.7)$$

$$\{V_{CO_2}\} = \frac{22,2609}{100} \cdot \frac{22,09}{12,011} + 0,0003 \cdot 2,0448$$

$$V_{CO_2} = 0,4100 Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}$$

Objem oxidu siřičitého SO<sub>2</sub> – složen ze síry v hořlavině paliva.

$$V_{SO_2} = \frac{21,8950}{100} \cdot \frac{S^r}{32,066} \quad (3.8)$$

$$\{V_{SO_2}\} = \frac{21,8950}{100} \cdot \frac{0,07}{32,066}$$

$$V_{SO_2} = 0,0005 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Objem dusíku N<sub>2</sub> – složen z dusíku hořlaviny a ze spalovacího vzduchu.

$$V_{N_2} = \frac{21,4107}{100} \cdot \frac{N^r}{28,0134} + 0,7805 \cdot V_{vz\ min}^s \quad (3.9)$$

$$\{V_{N_2}\} = \frac{21,4107}{100} \cdot \frac{0,4}{28,0134} + 0,7805 \cdot 2,0448$$

$$V_{N_2} = 1,5992 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Objem argonu Ar – složen z argonu obsaženého ve spalovacím vzduchu.

$$V_{Ar} = 0,0092 \cdot V_{vz\ min}^s \quad (3.10)$$

$$\{V_{Ar}\} = 0,0092 \cdot 2,0448$$

$$V_{Ar} = 0,0188 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Nyní po dosazení výše vypočítaných dílčích objemů do vztahu 3.6 získáme minimální teoretický objem suchých spalín.

$$\{V_{sp\ min}^s\} = 0,41 + 0,0004 + 1,5992 + 0,0188$$

$$V_{sp\ min}^s = 2,0285 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

### **Minimální teoretický objem vlhkých spalín vzniklých spálením 1 kg paliva**

Nejdříve je třeba určit objem vodní páry ve spalínách. Ta je dána vodíkem v hořlavině paliva, vlhkostí paliva a vlhkostí spalovacího vzduchu a lze ji tedy spočítat dle vztahu 3.11.

$$V_{H_2O\ min} = \frac{44,7956}{100} \cdot \frac{H^r}{4,0136} + \frac{22,3514}{100} \cdot \frac{W_t^r}{18,0152} + (f - 1) \cdot V_{vz\ min}^s \quad (3.11)$$

$$\{V_{H_2O\ min}\} = \frac{44,7956}{100} \cdot \frac{2,98}{4,0136} + \frac{22,3514}{100} \cdot \frac{51,34}{18,0152} + (1,0194 - 1) \cdot 2,0448$$

$$V_{H_2O\ min} = 1,0093 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Minimální teoretický objem vlhkých spalín je potom dán součtem objemu suchých spalín a objemu vodní páry tak, jak je uvedeno v rovnici 3.12.

$$V_{sp\ min} = V_{sp\ min}^s + V_{H_2O\ min} = 2,0285 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} + 1,0093 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} = 3,0378 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} \quad (3.12)$$

**Maximální množství oxidu uhličitého ve spalínách**

$$(CO_2)_{\max} = \frac{V_{CO_2}}{V_{sp\ min}^s} \cdot 100\% = \frac{0,4100 Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}}{2,0285 Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}} \cdot 100\% = 20,2133\% \quad (3.13)$$

**3.1.3 Výpočet skutečného množství vzduchu a spalín**

Na základě odborné konzultace volím přebytek vzduchu  $\alpha = 1,3$ .

**Skutečné množství vzduchu s přebytkem**

$$V_{vz} = \alpha \cdot V_{vz\ min} = 1,3 \cdot 2,0846 Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1} = 2,7099 Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1} \quad (3.14)$$

**Skutečné množství spalín spolu s přebytkem vzduchu**

$$V_{sp} = V_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min} \quad (3.15)$$

$$V_{sp} = 3,0378 Nm^3 \cdot kg^{-1} + (1,3 - 1) \cdot 2,0846 Nm^3 \cdot kg^{-1} = 3,6632 Nm^3 \cdot kg^{-1}$$

**Objemové části tříatomových plynů**

$$r_{RO_2} = \frac{V_{SO_2} + V_{CO_2}}{V_{sp}} = \frac{0,0005 Nm^3 \cdot kg^{-1} + 0,41 Nm^3 \cdot kg^{-1}}{3,6632 Nm^3 \cdot kg^{-1}} = 0,1121 \quad (3.16)$$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O\ min} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min}^s \quad (3.17)$$

$$\{V_{H_2O}\} = 1,0093 + (1,0194 - 1) \cdot (1,3 - 1) \cdot 2,0448$$

$$V_{H_2O} = 1,0213 Nm^3 \cdot kg^{-1}$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{sp}} = \frac{1,0213 Nm^3 \cdot kg^{-1}}{3,6632 Nm^3 \cdot kg^{-1}} = 0,2788 \quad (3.18)$$

**Součet objemových částí tříatomových plynů**

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,1121 + 0,2788 = 0,3909 \quad (3.19)$$

**Koncentrace popílku ve spalínách**

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{V_{sp}} \cdot \frac{X_p}{100} \quad (3.20)$$

$$\{\mu\} = \frac{10 \cdot 1,88}{3,6632} \cdot \frac{90}{100}$$

$$\mu = 4,6189 g \cdot Nm^{-3}$$

**3.1.4 Entalpie vzduchu a produktů spalování**

Entalpii produktů spalování 1 kg paliva lze vypočítat dle následujícího vztahu.

$$I_{sp} = I_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot I_{vz\ min} + I_p \quad (3.21)$$

$$I_{sp\ min} \left[ kJ \cdot kg_{pal}^{-1} \right] \dots \text{entalpie spalin při přebytku vzduchu } \alpha = 1$$

$$I_{vz\ min} \left[ kJ \cdot kg_{pal}^{-1} \right] \dots \text{entalpie minimálního množství vzduchu při přebytku vzduchu } \alpha = 1$$

$$I_p \left[ kJ \cdot kg_{pal}^{-1} \right] \dots \text{entalpie popílku ve spalinách}$$

### Entalpie spalin při přebytku vzduchu $\alpha = 1$

$$I_{sp\ min} = V_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + V_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + V_{N_2} \cdot i_{N_2} + V_{Ar} \cdot i_{Ar} + V_{H_2O\ min} \cdot i_{H_2O\ min} \quad (3.22)$$

$$i_x \left[ kJ \cdot Nm^{-3} \right] \dots \text{měrná entalpie příslušné složky spalin}$$

Měrné entalpie příslušných složek spalin jsou uvedeny v následující tabulce, která byla převzata z [1] a [2].

Tab. 3.3 – Měrné entalpie složek spalin a měrné tepelné kapacity složek vlhkého vzduchu [1], [2]

t [°C]	měrná entalpie složek spalin $i_x$ [kJ·Nm <sup>-3</sup> ]					měrná tepelná kapacita [kJ·Nm <sup>-3</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	
	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	Ar	H <sub>2</sub> O	suchého vzduchu $c_s$	vodní páry $c_{H_2O}$
100	170	189	130	93	150	1,3000	1,5050
200	357	392	260	186	304	1,3070	1,5220
300	559	610	392	278	463	1,3170	1,5420
400	772	836	527	372	626	1,3290	1,5650
500	994	1070	666	465	795	1,3430	1,5900
600	1225	1310	804	557	969	1,3560	1,6150
700	1462	1550	948	650	1149	1,3710	1,6410
800	1705	1800	1094	743	1334	1,3840	1,6880
900	1952	2050	1242	834	1526	1,3980	1,6960
1000	2204	2305	1392	928	1723	1,4100	1,7230
1100	2458	2540	1544	1020	1925	1,4220	1,7546
1200	2716	2803	1698	1114	2132	1,4330	1,7824
1300	2976	3063	1853	1207	2344	1,4430	1,8074
1400	3239	3323	2009	1300	2559	1,4530	1,8306
1500	3503	3587	2166	1393	2779	1,4620	1,8530
1600	3769	3838	2325	1577	3002	1,4710	1,8754
1800	4305	4363	2643	1742	3458	1,4860	1,9200
2000	4844	4890	2965	1857	3925	1,5000	1,9630
2500	6204	6205	3778	2321	5132	1,5300	2,0530

Pro teplotu například 100 °C by výpočet entalpie minimálního množství spalin vypadal následovně:

$$\{I_{sp\ min}^{100\ ^\circ C}\} = 0,41 \cdot 170 + 0,0005 \cdot 189 + 1,5992 \cdot 130 + 0,0188 \cdot 93 + 1,0093 \cdot 150 ,$$

$$I_{sp\ min}^{100\ ^\circ C} = 430,8347 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} .$$

Pro zbylý rozsah teplot jsou pro přehlednost uvedeny v tabulce 3.4 již jen výsledné hodnoty měrných entalpií minimálního množství spalin.

**Entalpie vzduchu při přebytku vzduchu  $\alpha = 1$** 

$$I_{vz\ min} = V_{vz\ min} \cdot c_{vz} \cdot t \quad (3.23)$$

$c_{vz} [kJ \cdot kg^{-1} K^{-1}]$  ... měrná tepelná kapacita vlhkého vzduchu

$t [^{\circ}C]$  ... teplota vzduchu

$$c_{vz} = c_s + 0,0016 \cdot d \cdot c_{H_2O} \quad (3.24)$$

$c_s [kJ \cdot kg^{-1} K^{-1}]$  ... měrná tepelná kapacita suchého vzduchu (viz tab. 3.3)

$c_{H_2O} [kJ \cdot kg^{-1} K^{-1}]$  ... měrná tepelná kapacita vodní páry (viz tab. 3.3)

$d [g \cdot kg_{s.v.}^{-1}]$  ... obsah vody ve vzduchu

$$d = (f - 1) \cdot \frac{\rho_{(H_2O)_0}}{\rho_{(vz)_0}} \cdot 10^3 = (f - 1) \cdot \frac{0,804 kg \cdot m^{-3}}{1,293 kg \cdot m^{-3}} \cdot 10^3 \quad (3.25)$$

Uvedme opět příklad výpočtu entalpie minimálního množství vzduchu pro teplotu 100 °C.

$$\{d\} = (1,0194 - 1) \cdot \frac{0,804 kg \cdot m^{-3}}{1,293 kg \cdot m^{-3}} \cdot 10^3 = 12,0631$$

$$\{c_{vz}\} = 1,3 + 0,0016 \cdot 12,0631 \cdot 1,505 = 1,329$$

$$\{I_{vz\ min}^{100\ ^{\circ}C}\} = 2,0846 \cdot 1,329 \cdot 100$$

$$I_{vz\ min}^{100\ ^{\circ}C} = 277,0609 kJ \cdot kg_{pal}^{-1}$$

Výsledné hodnoty entalpií minimálního množství vzduchu pro ostatní teploty jsou opět uvedeny v tabulce 3.4.

**Entalpie popílku ve spalinách**

Entalpii popílku ve spalinách uvažujeme pouze tehdy, platí-li následující nerovnost.

$$A^r > \frac{6 \cdot Q_i^r}{41,8 \cdot X_p} \rightarrow 1,88 > \frac{6 \cdot 7\,319}{41,8 \cdot 90} \rightarrow 1,88 > 11,6730 \rightarrow \text{NESPLNĚNA} \quad (3.26)$$

Nerovnost 3.26 není splněna, a proto nebude entalpie popílku v dalším uvažována.

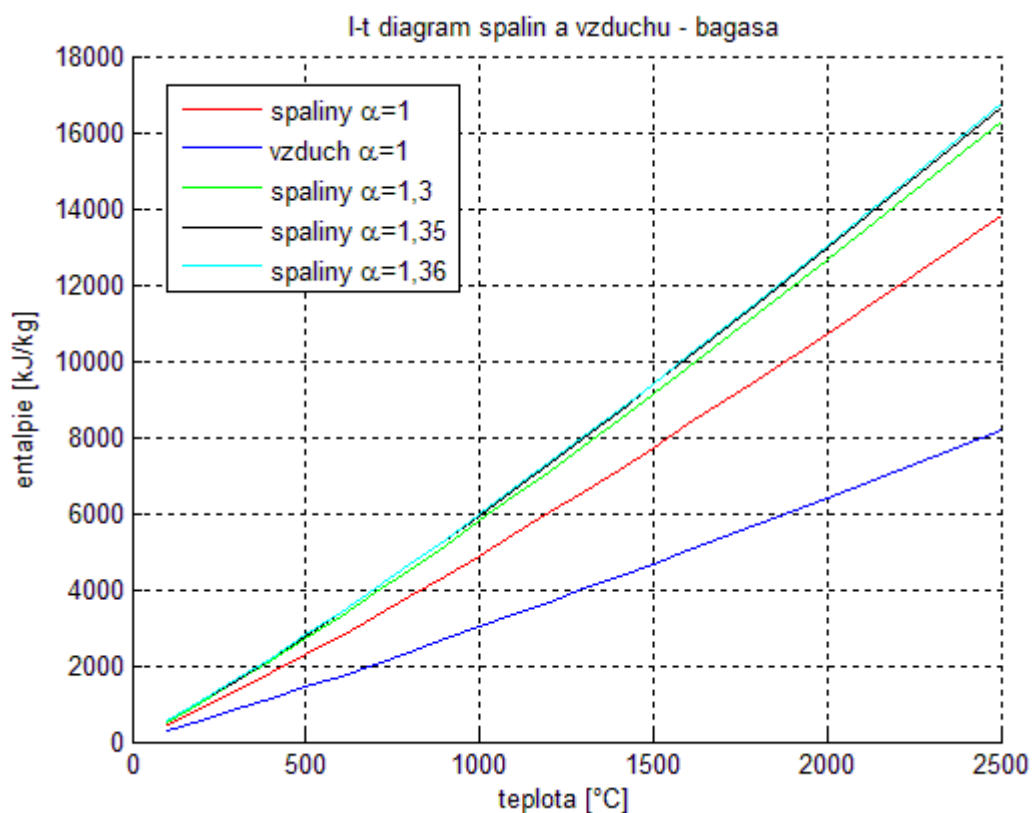
Pro názornost dosadíme hodnoty pro teplotu 100 °C a pro přebytek vzduchu  $\alpha = 1$  do vztahu 3.21, přičemž ostatní hodnoty jsou uvedeny v již zmiňované tabulce 3.4.

$$\{I_{sp}^{100\ ^{\circ}C}\} = 430,8347 + (1,3 - 1) \cdot 277,0609$$

$$I_{sp}^{100\ ^{\circ}C} = 513,9530 kJ \cdot kg_{pal}^{-1}$$

Tab. 3.4 – Entalpie spalin a vzduchu pro různé hodnoty přebytku vzduchu - bagasa

t [°C]	I <sub>sp min</sub> [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	I <sub>vz min</sub> [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	I <sub>sp</sub> = I <sub>sp min</sub> + (α-1)·I <sub>vz min</sub> [kJ·kg <sup>-1</sup> ]		
			1,3	1,35	1,36
100	430,8347	277,0609	513,9530	527,8060	530,5766
200	872,6838	557,1772	1039,8369	1067,6958	1073,2676
300	1328,9166	842,2614	1581,5950	1623,7081	1632,1307
400	1798,5359	1133,3920	2138,5535	2195,2231	2206,5570
500	2284,2830	1431,8359	2713,8338	2785,4256	2799,7440
600	2777,1519	1735,0675	3297,6722	3384,4255	3401,7762
700	3288,1507	2046,8671	3902,2108	4004,5542	4025,0229
800	3809,8594	2362,4721	4518,6011	4636,7247	4660,3494
900	4343,4342	2684,3369	5148,7353	5282,9521	5309,7955
1000	4887,3629	3008,6999	5789,9729	5940,4079	5970,4949
1100	5440,3094	3338,4876	6441,8557	6608,7801	6642,1650
1200	6003,1920	3670,8477	7104,4463	7287,9887	7324,6972
1300	6573,5202	4005,1614	7775,0686	7975,3267	8015,3783
1400	7149,7056	4343,7442	8452,8288	8670,0160	8713,4535
1500	7732,9487	4683,5079	9138,0011	9372,1765	9419,0116
1600	8324,9439	5027,2045	9833,1053	10084,4655	10134,7375
1800	9516,8597	5715,1251	11231,3973	11517,1535	11574,3048
2000	10726,5652	6411,9743	12650,1575	12970,7562	13034,8760
2500	13811,9351	8180,3819	16266,0497	16675,0688	16756,8726



Obr. 3.1 – Závislost entalpií spalin a vzduchu na teplotě - bagasa

Tab. 3.5 – Vybrané veličiny pro různé přebytky vzduchu užitý v tepelném výpočtu ploch – bagasa

přebytek vzduchu $\alpha$ [-]	1,3	1,35	1,36
skutečné množství spalin $V_{sp}$ [Nm <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]	3,6632	3,7674	3,7882
objemová část oxidů CO <sub>2</sub> $r_{CO_2}$ [-]	0,1119	0,1088	0,1082
objemová část vodní páry $r_{H_2O}$ [-]	0,2788	0,2716	0,2702
součet objemových částí CO <sub>2</sub> a vodní páry $r_{sp}$ [-]	0,3907	0,3804	0,3784
koncentrace popílku ve spalinách $\mu$ [g·Nm <sup>-3</sup> ]	4,6189	4,4912	4,4664

### 3.2 Hnědé uhlí

V následující tabulce jsou uvedeny základní parametry bagasy biomasy, určené pro spalování, spolu s hmotnostním složením daného paliva.

Tab. 3.6 – Základní parametry a složení hnědého uhlí

$Q_i^r$ [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	$W^r$ [%]	$A^r$ [%]	$C^r$ [%]	$H^r$ [%]	$N^r$ [%]	$Cl^r$ [%]	$O^r$ [%]	$S^r$ [%]
23000	10,0	15,0	61,84	2,66	1,34	0,178	7,55	1,43

#### 3.2.1 Výpočet minimálního množství vzduchu

##### Minimální množství kyslíku pro spálení 1 kg paliva

$$V_{O_2 \min} = \frac{22,3924}{100} \cdot \left( \frac{C^r}{12,011} + \frac{H^r}{4,0316} + \frac{S^r}{32,066} - \frac{O^r}{31,9988} \right) \quad (3.27)$$

$$\{V_{O_2 \min}\} = \frac{22,3924}{100} \cdot \left( \frac{61,84}{12,011} + \frac{2,66}{4,0316} + \frac{1,43}{32,066} - \frac{7,55}{31,9988} \right)$$

$$V_{O_2 \min} = 1,2578 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

##### Minimální množství suchého vzduchu ke spálení 1 kg paliva

Přihlédneme-li ke složení vzduchu prezentovanému v tabulce 3.2, bude výpočet analogický výpočtu v předchozí kapitole.

$$V_{vz \min}^s = \frac{100}{21} \cdot V_{O_2 \min} \quad (3.28)$$

$$V_{vz \min}^s = \frac{100}{21} \cdot 1,2578 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} = 5,9895 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

##### Minimální množství vlhkého vzduchu ke spálení 1 kg paliva

Následující výpočty jsou se stejnými komentáři jako v případě bagasy, přičemž výsledky vztahů 3.3 a 3.4 jsou totožné i pro hnědé uhlí.

$$V_{vz \min} = f \cdot V_{vz \min}^s \quad (3.29)$$

$$V_{vz \min} = 1,0194 \cdot 5,9895 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} = 6,1059 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

#### 3.2.2 Výpočet minimálního množství spalin

##### Minimální teoretický objem suchých spalin vzniklých spálením 1 kg paliva

Objem oxidu uhličitýho CO<sub>2</sub> – složen z uhlíku hořlaviny a ze spalovacího vzduchu.



$$V_{CO_2} = \frac{22,2609}{100} \cdot \frac{C^r}{12,011} + 0,0003 \cdot V_{vz\ min}^s \quad (3.30)$$

$$\{V_{CO_2}\} = \frac{22,2609}{100} \cdot \frac{61,84}{12,011} + 0,0003 \cdot 5,9895$$

$$V_{CO_2} = 1,1479 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Objem oxidu siřičitého SO<sub>2</sub> – složen ze síry v hořlavině paliva.

$$V_{SO_2} = \frac{21,895}{100} \cdot \frac{S^r}{32,066} \quad (3.31)$$

$$\{V_{SO_2}\} = \frac{21,895}{100} \cdot \frac{1,43}{32,066}$$

$$V_{SO_2} = 0,0098 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Objem dusíku N<sub>2</sub> – složen z dusíku hořlaviny a ze spalovacího vzduchu.

$$V_{N_2} = \frac{21,4107}{100} \cdot \frac{N^r}{28,0134} + 0,7805 \cdot V_{vz\ min}^s \quad (3.32)$$

$$\{V_{N_2}\} = \frac{21,4107}{100} \cdot \frac{1,34}{28,0134} + 0,7805 \cdot 5,9895$$

$$V_{N_2} = 4,6855 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Objem argonu Ar – složen z argonu obsaženého ve spalovacím vzduchu.

$$V_{Ar} = 0,0092 \cdot V_{vz\ min}^s \quad (3.33)$$

$$\{V_{Ar}\} = 0,0092 \cdot 5,9895$$

$$V_{Ar} = 0,0551 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Nyní po dosazení výše vypočítaných dílčích objemů do vztahu 3.34 získáme minimální teoretický objem suchých spalín.

$$V_{sp\ min}^s = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{Ar} \quad (3.34)$$

$$\{V_{sp\ min}^s\} = 1,1479 + 0,0098 + 4,6855 + 0,0551$$

$$V_{sp\ min}^s = 5,8983 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

**Minimální teoretický objem vlhkých spalín vzniklých spálením 1 kg paliva**

$$V_{H_2O\ min} = \frac{44,7956}{100} \cdot \frac{H^r}{4,0136} + \frac{22,3514}{100} \cdot \frac{W_t^r}{18,0152} + (f - 1) \cdot V_{vz\ min}^s \quad (3.35)$$

$$\{V_{H_2O\ min}\} = \frac{44,7956}{100} \cdot \frac{2,66}{4,0136} + \frac{22,3514}{100} \cdot \frac{10,0}{18,0152} + (1,0194 - 1) \cdot 5,9895$$

$$V_{H_2O\ min} = 0,5374\ Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}$$

Minimální teoretický objem vlhkých spalin je potom dán součtem objemu suchých spalin a objemu vodní páry tak, jak je uvedeno v rovnici 3.36.

$$V_{sp\ min} = V_{sp\ min}^s + V_{H_2O\ min} \quad (3.36)$$

$$V_{sp\ min} = 5,8983 Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1} + 0,5374 Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1} = 6,4357 Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}$$

#### **Maximální množství oxidu uhličitého ve spalinách**

$$(CO_2)_{\max} = \frac{V_{CO_2}}{V_{sp\ min}^s} \cdot 100\% = \frac{1,1479\ Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}}{5,8983\ Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}} \cdot 100\% = 19,4619\% \quad (3.37)$$

### 3.2.3 Výpočet skutečného množství vzduchu a spalin

Na základě odborné konzultace volím přebytek vzduchu  $\alpha = 1,25$ .

#### **Skutečné množství vzduchu s přebytkem**

$$V_{vz} = \alpha \cdot V_{vz\ min} = 1,25 \cdot 6,1059\ Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1} = 7,6324\ Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1} \quad (3.38)$$

#### **Skutečné množství spalin spolu s přebytkem vzduchu**

$$V_{sp} = V_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min} \quad (3.39)$$

$$V_{sp} = 6,4357 Nm^3 \cdot kg^{-1} + (1,25 - 1) \cdot 6,1059 Nm^3 \cdot kg^{-1} = 7,9622 Nm^3 \cdot kg^{-1}$$

#### **Objemové části tříatomových plynů**

$$r_{RO_2} = \frac{V_{SO_2} + V_{CO_2}}{V_{sp}} = \frac{0,0098 Nm^3 \cdot kg^{-1} + 1,1479 Nm^3 \cdot kg^{-1}}{7,9622 Nm^3 \cdot kg^{-1}} = 0,1454 \quad (3.40)$$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O\ min} + (f - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min}^s \quad (3.41)$$

$$\{V_{H_2O}\} = 0,5374 + (1,0194 - 1) \cdot (1,25 - 1) \cdot 5,9895$$

$$V_{H_2O} = 0,5665\ Nm^3 \cdot kg^{-1}$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{sp}} = \frac{0,5665 Nm^3 \cdot kg^{-1}}{7,9622 Nm^3 \cdot kg^{-1}} = 0,0712 \quad (3.42)$$

#### **Součet objemových částí tříatomových plynů**

$$r_{sp} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,1454 + 0,0712 = 0,2165 \quad (3.43)$$

**Koncentrace popílku ve spalínách**

$$\mu = \frac{10 \cdot A^r}{V_{sp}} \cdot \frac{X_p}{100} \quad (3.44)$$

$$\{\mu\} = \frac{10 \cdot 15}{7,9622} \cdot \frac{26}{100}$$

$$\mu = 4,8982 \text{ g} \cdot \text{Nm}^{-3}$$

**3.2.4 Entalpie vzduchu a produktů spalování****Entalpie spalin při přebytku vzduchu  $\alpha = 1$** 

Výpočet je analogický jako v kapitole 3.1.4 se stejným komentářem. Názorný příklad bude uveden opět pro teplotu 100 °C.

$$I_{sp\ min} = V_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + V_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + V_{N_2} \cdot i_{N_2} + V_{Ar} \cdot i_{Ar} + V_{H_2O\ min} \cdot i_{H_2O\ min} \quad (3.45)$$

$$\{I_{sp\ min}^{100\ ^\circ C}\} = 1,1479 \cdot 170 + 0,0098 \cdot 189 + 4,6855 \cdot 130 + 0,0551 \cdot 93 + 0,5374 \cdot 150 \ ,$$

$$I_{sp\ min}^{100\ ^\circ C} = 891,8439 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} \ .$$

Pro zbylý rozsah teplot jsou pro přehlednost uvedeny v tabulce 3.7 již jen výsledné hodnoty měrných entalpií minimálního množství spalin.

**Entalpie vzduchu při přebytku vzduchu  $\alpha = 1$** 

$$I_{vz\ min} = V_{vz\ min} \cdot c_{vz} \cdot t \quad (3.46)$$

$$c_{vz} = c_s + 0,0016 \cdot d \cdot c_{H_2O} \quad (3.47)$$

$$d = (f - 1) \cdot \frac{\rho_{(H_2O)_0}}{\rho_{(vz)_0}} \cdot 10^3 = (f - 1) \cdot \frac{0,804 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}}{1,293 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}} \cdot 10^3 \quad (3.48)$$

Uvedme opět příklad výpočtu entalpie minimálního množství vzduchu pro teplotu 100 °C.

$$\{d\} = (1,0194 - 1) \cdot \frac{0,804 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}}{1,293 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}} \cdot 10^3 = 12,0631$$

$$\{c_{vz}\} = 1,3 + 0,0016 \cdot 12,0631 \cdot 1,505 = 1,3290$$

$$\{I_{vz\ min}^{100\ ^\circ C}\} = 6,1059 \cdot 1,329 \cdot 100$$

$$I_{vz\ min}^{100\ ^\circ C} = 811,5463 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Výsledné hodnoty entalpií minimálního množství vzduchu pro ostatní teploty jsou opět uvedeny v tabulce 3.7.

**Entalpie popílku ve spalínách**

Entalpii popílku ve spalínách uvažujeme pouze tehdy, platí-li následující nerovnost.

$$A^r > \frac{6 \cdot Q_i^r}{41,8 \cdot X_p} \rightarrow 10,0 > \frac{6 \cdot 23\,000}{41,8 \cdot 26} \rightarrow 10,0 > 126,9783 \rightarrow \text{NESPLNĚNA} \quad (3.49)$$

Nerovnost 3.49 není splněna, a proto nebude entalpie popílku v dalším uvažována.

Celková entalpie produktů spalování je tedy dána následujícím vztahem, přičemž poslední člen je vlivem nesplnění nerovnosti 3.49 při samotném výpočtu vynechán.

$$I_{sp} = I_{sp\,min} + (\alpha - 1) \cdot I_{vz\,min} + I_p \quad (3.50)$$

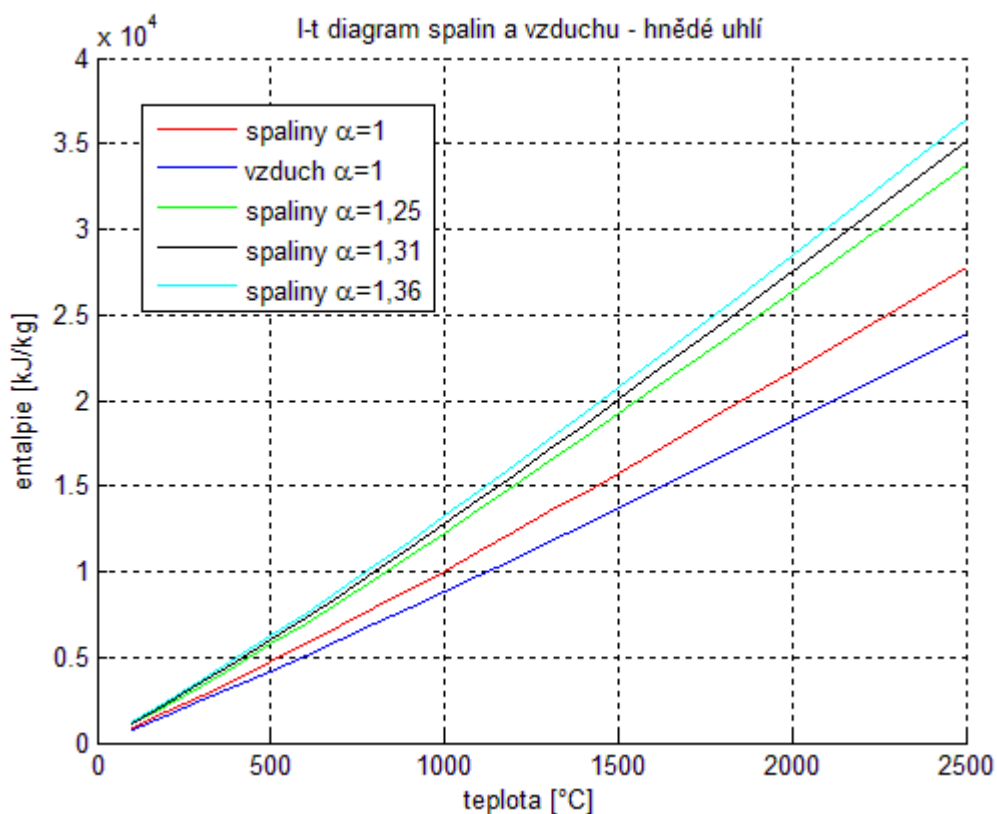
Pro názornost dosadíme hodnoty pro teplotu 100 °C a pro přebytek vzduchu  $\alpha = 1$  do vztahu 3.50, přičemž ostatní hodnoty jsou uvedeny v již zmiňované tabulce 3.7.

$$\{I_{sp}^{100\,^{\circ}\text{C}}\} = 891,8439 + (1,25 - 1) \cdot 811,5463$$

$$I_{sp}^{100\,^{\circ}\text{C}} = 1094,7305 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Tab. 3.7 – Entalpie spalín a vzduchu pro různé hodnoty přebytku vzduchu – hnědé uhlí

t [°C]	I <sub>sp min</sub> [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	I <sub>vz min</sub> [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	I <sub>sp</sub> = I <sub>sp min</sub> + (α-1)·I <sub>vz min</sub>		
			1,25	1,31	1,36
100	891,8439	811,5463	1094,7305	1143,4233	1184,0006
200	1805,4888	1632,0425	2213,4995	2311,4220	2393,0241
300	2748,0520	2467,0902	3365,2745	3513,3000	3636,6545
400	3720,5368	3319,8487	4550,4989	4749,6899	4915,6823
500	4724,8923	4194,0287	5773,3995	6025,0412	6234,7427
600	5737,5842	5082,2323	7008,1423	7313,0762	7567,1878
700	6788,5562	5995,5329	8287,4394	8647,1714	8946,9480
800	7858,5714	6919,9800	9588,5664	10003,7652	10349,7642
900	8946,2009	7862,7627	10911,8915	11383,6573	11776,7954
1000	10051,8421	8812,8630	12255,0579	12783,8297	13224,4728
1100	11171,5318	9778,8530	13616,2450	14202,9762	14691,9189
1200	12308,2548	10752,3780	14996,3493	15641,4919	16179,1108
1300	13454,5617	11731,6250	16387,4680	17091,3655	17677,9467
1400	14610,6101	12723,3768	17791,4543	18554,8569	19191,0258
1500	15775,2180	13718,5879	19204,8650	20027,9803	20713,9097
1600	16957,9925	14725,3188	20639,3222	21522,8413	22259,1072
1800	19322,5457	16740,3254	23507,6270	24512,0465	25349,0628
2000	21712,4604	18781,4847	26407,8316	27534,7207	28473,7949
2500	27770,0090	23961,3746	33760,3527	35198,0351	36396,1039



Obr. 3.2 – Závislost entalpií spalín a vzduchu na teplotě – hnědé uhlí

Tab. 3.8 – Vybrané veličiny pro různé přebytky vzduchu užitě v tepelném výpočtu plov – hnědé uhlí

přebytek vzduchu $\alpha$ [-]	1,25	1,31	1,36
skutečné množství spalín $V_{sp}$ [ $\text{Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ ]	7,9662	8,3285	8,6338
objemová část oxidů $\text{CO}_2$ $r_{\text{CO}_2}$ [-]	0,1442	0,1378	0,1330
objemová část vodní páry $r_{\text{H}_2\text{O}}$ [-]	0,0712	0,0689	0,0671
součet objemových částí $\text{CO}_2$ a vodní páry $r_{sp}$ [-]	0,2154	0,2067	0,2001
koncentrace popílku ve spalínách $\mu$ [ $\text{g} \cdot \text{Nm}^{-3}$ ]	4,8982	4,6827	4,5171

## 4 TEPELNÁ BILANCE KOTLE

V rámci této kapitoly určíme ztráty kotle a poté jeho tepelnou účinnost. V závěru kapitoly bude vyjádřeno výrobní teplo páry a množství paliva přivedeného do kotle. Kapitola bude opět zpracována pro obě paliva zvlášť.

### 4.1 Bagasa

#### 4.1.1 Teplo přivedené do kotle

Teplo přivedené do kotle spálením 1 kg paliva se určí z následujícího vzorce.

$$Q_p^p = Q_i^r + i_p + Q_{vzv} \quad (4.1)$$

$Q_i^r [kJ \cdot kg^{-1}]$  ... výhřevnost paliva

$i_p [kJ \cdot kg^{-1}]$  ... fyzické teplo paliva

$Q_{vzv} [kJ \cdot kg^{-1}]$  ... teplo ohřátí vzduchu vnějším zdrojem mimo kotel

#### **Fyzické teplo paliva**

V případě, že palivo není předeříváno cizím zdrojem, uvažujeme fyzické teplo paliva pouze u paliv s obsahem vody splňujícím následující podmínku.

$$W^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19} \cdot \frac{1}{150} \rightarrow 51,34 \geq \frac{7319}{4,19} \cdot \frac{1}{150} \rightarrow 51,34 \geq 11,6452 \rightarrow \text{SPLNĚNA} \quad (4.2)$$

Vzhledem k platnosti výše uvedené podmínky je třeba fyzické teplo paliva v případě bagasy uvažovat a počítáme jej z následujícího vztahu.

$$i_p = c_p \cdot t_p \quad (4.3)$$

$c_p [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$  ... měrná tepelná kapacita paliva

$t_p [°C]$  ... teplota paliva (dle [1] se bere  $t_p = 20 °C$ )

$$\{i_p\} = 0,46 \cdot 20 = 9,2000$$

$$i_p = 9,2000 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

#### **Teplo ohřátí vzduchu vnějším zdrojem mimo kotel**

V daném případě uvažujeme, že okolní vzduch je ohříván v parním ohříváku vzduchu z teploty okolí 25 °C na teplotu 60 °C. Pro jednotlivé teploty získáme hodnoty entalpií minimálního množství vzduchu lineární aproximací mezi 0 °C a 100 °C (viz tab. 3.4), přičemž pro 0 °C uvažujeme entalpii nulovou. Teplo ohřátí vzduchu v parním ohříváku je pak dáno vztahem 4.4.

$$Q_{vzv} = \alpha \cdot \Delta I_{vz \min} = \alpha \cdot (I_{vz \min}^{60 °C} - I_{vz \min}^{25 °C}) \quad (4.4)$$

$$\{Q_{vzv}\} = 1,3 \cdot (166,2365 - 69,2652)$$

$$Q_{vzv} = 126,0627 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Nyní lze dosadit do vzorce 4.1 a dopočítat teplo přivedené do kotle.

$$Q_p^p = 7319 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1} + 9,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1} + 126,0627 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1} = 7454,2627 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}$$

#### 4.1.2 Ztráty kotle a tepelná účinnost

##### **Ztráta hořlavinou ve spalínách (ztráta chemickým nedopalem)**

Tato ztráta vyjadřuje teplo ztracené v důsledku přítomnosti nespálených plynů ve spalínách. Dle [2] lze její návrhovou hodnotu získat ze vztahu 4.5.

$$z_{\text{cn}} = \frac{0,2116 \cdot \text{mgCO} \cdot V_{\text{sp min}}^s}{(21 - O_{2\text{ref}}) \cdot Q_p^p} \cdot 100 \quad (4.5)$$

$\text{mgCO} [\text{mg} \cdot \text{Nm}^{-3}]$ ... emisní limit CO

$O_{2\text{ref}} [\%]$ ... obsah kyslíku pro referenční stav spalín

$$\{z_{\text{cn}}\} = \frac{0,2116 \cdot 450 \cdot 2,0285}{(21 - 6) \cdot 7\,454,2627} \cdot 100$$

$$z_{\text{cn}} = 0,1727 \%$$

##### **Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (ztráta mechanickým nedopalem)**

Ztráta mechanickým nedopalem je dána nespáleným uhlíkem, který spalovací komoru opouští ve škváře či strusce, roštovým propadem, v popílku či v úletu.

$$z_{\text{mn}} = z_{\text{mn}_\text{šsp}} + z_{\text{mn}_\text{úp}} \quad (4.6)$$

$z_{\text{mn}_\text{šsp}} [\%]$ ... ztráta m. nedopalem ve škváře, strusce a v roštovém propadu

$z_{\text{mn}_\text{úp}} [\%]$ ... ztráta m. nedopalem v úletu a popílku

Pro obě výše uvedené dílčí ztráty platí obecný vztah 4.7.

$$z_{\text{mn}_i} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} \quad (4.7)$$

$C_i [\%]$ ... procento hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků

$X_i [\%]$ ... procento popela zachycované v uvažovaném druhu tuhých zbytků

$Q_{ci} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$ ... výhřevnost hořlaviny uvažovaného druhu tuhých zbytků

Po dosazení do vztahů 3.7 a poté do vztahu 3.6 získáme ztrátu hořlavinou v tuhých zbytcích.

$$\{z_{\text{mn}_\text{šsp}}\} = \frac{15}{100 - 15} \cdot \frac{10}{100} \cdot \frac{1,88}{7\,454,2627} \cdot 32\,600$$

$$z_{\text{mn}_\text{šsp}} = 0,1454 \%$$

$$\{z_{\text{mn}_\text{úp}}\} = \frac{15}{100 - 15} \cdot \frac{90}{100} \cdot \frac{1,88}{7\,454,2627} \cdot 32\,600$$

$$z_{mn\_úp} = 1,3058 \%$$

$$z_{mn} = 0,1454 \% + 1,3058 \% = 1,4509 \%$$

**Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků**

Tato ztráta je dána nevyužitým teplem odcházejících tuhých zbytků.

$$z_f = z_{f\_šsp} + z_{f\_úp} \quad (4.8)$$

$z_{f\_šsp} [\%]$ ... ztráta fyzickým teplem škváry, strusky a roštového propadu

$z_{f\_úp} [\%]$ ... ztráta fyzickým teplem úletu a popílku

Pro obě výše uvedené dílčí ztráty platí obecný vztah 4.9.

$$z_{f\_i} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_i \cdot t_i \quad (4.9)$$

$c_i [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ ... měrná tepelná kapacita uvažovaného druhu tuhých zbytků

$t_i [^{\circ}C]$ ... teplota uvažovaného druhu tuhých zbytků

$$\{z_{f\_šsp}\} = \frac{10}{100 - 15} \cdot \frac{1,88}{7\,454,2627} \cdot 0,8658 \cdot 260$$

$$z_{f\_šsp} = 0,0067 \%$$

$$\{z_{f\_úp}\} = \frac{90}{100 - 15} \cdot \frac{1,88}{7\,454,2627} \cdot 0,8401 \cdot 184,6$$

$$z_{f\_úp} = 0,0414 \%$$

$$z_f = 0,0067 \% + 0,0414 \% = 0,0481 \%$$

**Ztráta sdílením tepla do okolí (ztráta sáláním)**

Ztráta sáláním je závislá na velikosti kotle, kvalitě izolace stěn, způsobu oplechování atd. a pro její určení byl použit diagram uvedený v [1].

$$z_{so} = 0,52 \% \quad (4.10)$$

**Ztráta citelným teplem spalín (komínová ztráta)**

Poslední ze ztrát nutných pro výpočet tepelné účinnosti kotle je ztráta komínová, která je dána tepelnou energií odcházejících plynných spalín. Počítáme ji dle následujícího vztahu.

$$z_k = (100 - z_{mn}) \cdot \frac{I_{sp} - I_{vz}}{Q_p^p} \quad (4.11)$$

$I_{sp} [kJ \cdot kg^{-1}]$ ...entalpie spalín při teplotě a přeb. vzd. za kotlem ( $t = 184,6^{\circ}C$ ;  $\alpha = 1,36$ )

$I_{vz} [kJ \cdot kg^{-1}]$ ...entalpie vzduchu s přeb. vzd. za kotlem při teplotě okolí ( $t = 25^{\circ}C$ ,  $\alpha = 1,36$ )



Entalpii spalin dostaneme lineární aproximací tabulkových hodnot z tabulky 3.4 pro teplotu 184,6 °C. Její hodnota je následující.

$$I_{sp} = 989,6932 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.12)$$

Entalpii minimálního množství vzduchu v rovnici 4.13 opět získáme lineární aproximací tabulkových hodnot z tabulky 3.4 tentokrát pro teplotu okolí 25 °C.

$$I_{vz} = \alpha \cdot I_{vz \min} = 1,36 \cdot 69,2652 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 94,2007 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.13)$$

Komínovou ztrátu potom získáme dosazením do vztahu 4.11.

$$\{z_k\} = (100 - 1,4509) \cdot \frac{989,6932 - 94,2007}{7\,454,2627}$$

$$z_k = 11,8389 \%$$

### ***Ztráta nepočitatelná***

Tato ztráta se zavádí z důvodu garance tepelné účinnosti a má význam rezervy, při navýšení hodnoty některé z výše uvedených ztrát. Volena po odborné konzultaci.

$$z_n = 0,1 \% \quad (4.14)$$

### ***Tepelná účinnost kotle***

$$\eta_k = 100\% - \sum_i z_i = 100\% - (z_{cn} + z_{mn} + z_f + z_{so} + z_k + z_n) \quad (4.15)$$

$$\eta_k = 100\% - (0,1727\% + 1,4509\% + 0,0481\% + 0,52\% + 11,8389\% + 0,1\%) = 85,8694\%$$

## **4.1.3 Výrobní teplo páry a množství paliva**

Výrobní teplo páry je dáno rozdílem entalpií přehřáté páry a napájecí vody vynásobeným hmotnostním tokem páry, jak je matematicky zapsáno ve vztahu 4.16.

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) \quad (4.16)$$

$$\dot{m}_{pp} \left[ \text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \right] \dots \text{hmotnostní tok přehřáté páry}$$

$$i_{pp} \left[ \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \right] \dots \text{měrná entalpie přehřáté páry na výstupu z kotle (9,3 MPa; 520 °C)}$$

$$i_{nv} \left[ \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \right] \dots \text{měrná entalpie napájecí vody (10,3 MPa; 130 °C)}$$

$$\{\dot{Q}_v\} = 55,5 \cdot (3\,434,1941 - 553,21)$$

$$\dot{Q}_v = 160\,054,6696 \text{ kW} = 160,0547 \text{ MW}$$

### ***Množství paliva přivedeného do kotle***

$$\dot{M}_p = \frac{\dot{Q}_v}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100}} \quad (4.17)$$

$$\{\dot{M}_p\} = \frac{160\,054,6696}{7\,454,2627 \cdot \frac{85,8684}{100}}$$

$$\dot{M}_p = 25,0049 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

**Skutečně spálené (výpočtové) množství paliva**

$$\dot{M}_{pv} = \dot{M}_p \cdot \left(1 - \frac{z_{mn}}{100}\right) \quad (4.18)$$

$$\{\dot{M}_{pv}\} = 25,0049 \cdot \left(1 - \frac{1,4509}{100}\right)$$

$$\dot{M}_{pv} = 24,6421 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

## 4.2 Hnědé uhlí

### 4.2.1 Teplo přivedené do kotle

Postup výpočtu bude obdobný jako v případě bagasy v kapitole 4.1.

**Fyzické teplo paliva**

Podmínka pro uvažování fyzického tepla paliva v rámci tepla přivedeného do kotle je následující.

$$W^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19} \cdot \frac{1}{150} \rightarrow 10,00 \geq \frac{23\,000}{4,19} \cdot \frac{1}{150} \rightarrow 10,00 \geq 36,5951 \rightarrow \text{NESPLNĚNA} \quad (4.19)$$

Nerovnost 4.19 není splněna, a proto není fyzické teplo paliva v dalším uvažováno.

**Teplo ohřátí vzduchu vnějším zdrojem mimo kotel**

V daném případě opět uvažujeme, že okolní vzduch je ohříván v parním ohříváku vzduchu z teploty okolí 25 °C na teplotu 75 °C. Pro jednotlivé teploty získáme hodnoty entalpií minimálního množství vzduchu lineární aproximací mezi 0 °C a 100 °C (viz tab. 3.7), přičemž pro 0 °C uvažujeme entalpii nulovou. Teplo ohřátí vzduchu v parním ohříváku je pak dáno vztahem 4.20.

$$Q_{vzv} = \alpha \cdot \Delta I_{vz\,min} = \alpha \cdot (I_{vz\,min}^{75^\circ\text{C}} - I_{vz\,min}^{25^\circ\text{C}}) \quad (4.20)$$

$$\{Q_{vzv}\} = 1,25 \cdot (608,6597 - 202,8866)$$

$$Q_{vzv} = 507,2165 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Nyní již máme vše potřebné k výpočtu tepla přivedeného do kotle dle upraveného vztahu 4.1, jehož tvar je následující.

$$Q_p^p = Q_i^r + Q_{vzv} \quad (4.21)$$

$$Q_p^p = 23\,000 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} + 507,2165 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1} = 23\,507,2165 \text{ kJ} \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

#### 4.2.2 Ztráty kotle a tepelná účinnost

##### ***Ztráta hořlavinou ve spalínách (ztráta chemickým nedopalem)***

$$z_{cn} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot V_{sp\ min}^s}{(21 - O_{2\ ref}) \cdot Q_p^p} \cdot 100 \quad (4.22)$$

$$\{z_{cn}\} = \frac{0,2116 \cdot 450 \cdot 5,8983}{(21 - 6) \cdot 23\,507,2165} \cdot 100$$

$$z_{cn} = 0,1593 \%$$

##### ***Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (ztráta mechanickým nedopalem)***

$$z_{mn} = z_{mn\_ssp} + z_{mn\_úp} \quad (4.23)$$

$$z_{mn\_i} = \frac{C_i}{100 - C_i} \cdot \frac{X_i}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot Q_{ci} \quad (4.24)$$

$$\{z_{mn\_ssp}\} = \frac{8}{100 - 8} \cdot \frac{74}{100} \cdot \frac{15}{23\,507,2165} \cdot 32\,600$$

$$z_{mn\_ssp} = 1,3386 \%$$

$$\{z_{mn\_úp}\} = \frac{25}{100 - 25} \cdot \frac{26}{100} \cdot \frac{15}{23\,507,2165} \cdot 32\,600$$

$$z_{mn\_úp} = 1,8029 \%$$

$$z_{mn} = 1,3386\% + 1,8029\% = 3,1414\%$$

##### ***Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků***

$$z_f = z_{f\_ssp} + z_{f\_úp} \quad (4.25)$$

$$z_{f\_i} = \frac{X_i}{100 - C_i} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_i \cdot t_i \quad (4.26)$$

$$\{z_{f\_ssp}\} = \frac{74}{100 - 8} \cdot \frac{15}{23\,507,2165} \cdot 0,8658 \cdot 260$$

$$z_{f\_ssp} = 0,1155 \%$$

$$\{z_{f\_úp}\} = \frac{26}{100 - 25} \cdot \frac{15}{23\,507,2165} \cdot 0,8297 \cdot 157$$

$$z_{f\_úp} = 0,0288 \%$$

$$z_f = 0,1155\% + 0,0288\% = 0,1444 \%$$

**Ztráta sdílením tepla do okolí (ztráta sáláním)**

Ztráta sáláním je volena stejně jako v případě kdy palivem je bagasa.

$$z_{so} = 0,52 \% \quad (4.27)$$

**Ztráta citelným teplem spalín (komínová ztráta)**

$$z_k = (100 - z_{mn}) \cdot \frac{I_{sp} - I_{vz}}{Q_p^p} \quad (4.28)$$

$$I_{sp} \left[ \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \right] \dots \text{entalpie spalín při teplotě a přeb. vzd. za kotlem} (t = 157^\circ\text{C}; \alpha = 1,36)$$

$$I_{vz} \left[ \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \right] \dots \text{entalpie vzduchu s přeb. vzd. za kotlem při teplotě okolí} (t = 25^\circ\text{C}, \alpha = 1,36)$$

Entalpii spalín dostaneme lineární aproximací tabulkových hodnot z tabulky 3.7 pro teplotu 157°C. Její hodnota je následující.

$$I_{sp} = 1873,1440 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.29)$$

Entalpii minimálního množství vzduchu v rovnici 4.30 opět získáme lineární aproximací tabulkových hodnot z tabulky 3.7 tentokrát pro teplotu okolí 25 °C.

$$I_{vz} = \alpha \cdot I_{vz \min} = 1,36 \cdot 202,8866 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 275,9258 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.30)$$

Komínovou ztrátu potom získáme dosazením do vztahu 4.28.

$$\{z_k\} = (100 - 3,1414) \cdot \frac{1873,1440 - 275,9258}{23\,507,2165}$$

$$z_k = 6,5811 \%$$

**Ztráta nepočitatelná**

Ztráta volena po odborné konzultaci.

$$z_n = 0,06 \% \quad (4.31)$$

**Tepelná účinnost kotle**

$$\eta_k = 100\% - \sum_i z_i = 100\% - (z_{cn} + z_{mn} + z_f + z_{so} + z_k + z_n) \quad (4.32)$$

$$\eta_k = 100\% - (0,1593\% + 3,1414\% + 0,1444\% + 0,52\% + 6,5811\% + 0,06\%) = 89,3938\%$$

**4.2.3 Výrobní teplo páry a množství paliva**

Vzhledem k tomu, že se výrobní teplo páry odvíjí od provozních požadavků, jako jsou parametry napájecí vody a přehřáté páry na výstupu z kotle, je jeho hodnota stejná jako v případě, kdy je palivem bagasa.

$$\dot{Q}_v = 160\,054,6696 \text{ kW} = 160,0547 \text{ MW} \quad (4.33)$$

---

***Množství paliva přivedeného do kotle***

$$\dot{M}_p = \frac{\dot{Q}_v}{Q_p^p \cdot \frac{\eta_k}{100}} \quad (4.34)$$

$$\{\dot{M}_p\} = \frac{160\,054,6696}{23\,507,2165 \cdot \frac{89,3938}{100}}$$

$$\dot{M}_p = 7,6166 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

***Skutečně spálené (výpočtové) množství paliva***

$$\dot{M}_{pv} = \dot{M}_p \cdot \left(1 - \frac{z_{mn}}{100}\right) \quad (4.35)$$

$$\{\dot{M}_{pv}\} = 7,6166 \cdot \left(1 - \frac{3,1414}{100}\right)$$

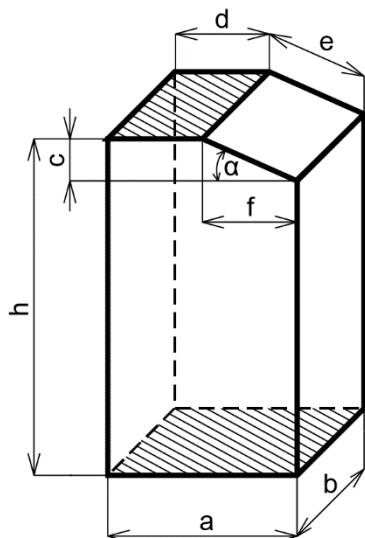
$$\dot{M}_{pv} = 7,3773 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

## 5 VÝPOČET SPALOVACÍ KOMORY

V této kapitole je uveden výpočet spalovací komory, tj. v první části definice základní geometrie a v dalším pak výpočty sloužící ke stanovení teploty spalin na konci ohniště.

### 5.1 Základní geometrie spalovací komory

Hodnoty rozměrů spalovací komory vychází z firemních podkladů a jsou znázorněny na obrázku 5.1 a uvedeny v tabulce 5.1.



Obr. 5.1 – Schéma spalovací komory

Tab. 5.1 – Rozměry spalovací komory

čelní strana a [m]	7,0550
boční strana b [m]	13,0050
výška h [m]	19,1200
výška zkosení c [m]	1,6300
šířka výstupního okna d [m]	3,4000
délka přepony zkosení e [m]	4,0020
délka zkosení f [m]	3,6550
úhel zkosení α [°]	24,0000

#### Objem ohniště

$$V_0 = a \cdot b \cdot h - \frac{c \cdot f}{2} \cdot b \quad (5.1)$$

$$\{V_0\} = 7,055 \cdot 13,005 \cdot 19,12 - \frac{1,63 \cdot 3,655}{2} \cdot 13,005$$

$$V_0 = 1715,5256 \text{ m}^3$$

#### Průřez ohniště (plocha roštu)

$$R = a \cdot b = 7,055 \text{ m} \cdot 13,005 \text{ m} = 91,7503 \text{ m}^2 \quad (5.2)$$

#### Plocha výstupního okna

$$F_{vo} = b \cdot d = 3,4 \text{ m} \cdot 13,005 \text{ m} = 44,2170 \text{ m}^2 \quad (5.3)$$

#### Celková plocha ohniště

$$F_{tr} = h \cdot b + 2 \cdot h \cdot (a - f) + 2 \cdot \frac{c \cdot f}{2} + 2 \cdot (h - c) \cdot f + (h - c) \cdot b + e \cdot b \quad (5.4)$$

$$\begin{aligned} \{F_{tr}\} = & 19,12 \cdot 13,005 + 2 \cdot 19,12 \cdot (7,055 - 3,655) + 2 \cdot \frac{1,63 \cdot 3,655}{2} + 2 \cdot (19,12 - 1,63) \cdot 3,655 + \\ & + (19,12 - 1,63) \cdot 13,005 + 4,002 \cdot 13,005 \end{aligned}$$

$$F_{tr} = 791,9846 \text{ m}^2$$

### **Povrch stěn ohniště**

$$F_{st} = R + F_{vo} + F_{tr} = 91,7503 \text{ m}^2 + 44,217 \text{ m}^2 + 791,9846 \text{ m}^2 = 927,9519 \text{ m}^2 \quad (5.5)$$

Poslední veličinou, vypočítanou v této podkapitole je účinná sálavá plocha stěn ohniště. K jejímu výpočtu je třeba znát i rozměry najížděcích hořáků, sekundárních trysek a průřezů. Tyto hodnoty opět vycházejí z firemních podkladů a jsou uvedeny v tabulce 5.2.

Tab. 5.2 – Rozměry příslušných prvků v ohništi

prvek v ohništi	celková plocha [m <sup>2</sup> ]
průlezy	2,0000
najížděcí hořáky	2,0000
sekundární trysky	2,5736

### **Účinná sálavá plocha stěn ohniště**

$$F_{ús} = (F_{st} - R - F_{průřezů} - F_{naj.hořáků} - F_{sek.trysek}) \cdot x \quad (5.6)$$

$x[-]$ ...úhlový součinitel trubkové stěny (pro membránové stěny  $x = 1$ )

$$\{F_{ús}\} = (927,9519 - 91,7503 - 2 - 2 - 2,5736) \cdot 1$$

$$F_{ús} = 829,6280 \text{ m}^2$$

## **5.2 Bagasa – tepelný výpočet ohniště**

Cílem této kapitoly je určit teplotu spalín na konci ohniště. Vzhledem k tomu, že se jedná o výpočet iterační, je třeba v první řadě tuto teplotu odhadnout a pro tuto hodnotu provést výpočet. Teplota na konci ohniště, která bude výsledkem výpočtu, by se dle [1] neměla lišit o více než 50 stupňů Celsia.

Dle odborné konzultace odhaduji pro 1. krok iteračního výpočtu teplotu spalín na konci ohniště  $\vartheta_0 = 859 \text{ °C}$ .

### **Objemové zatížení ohniště**

$$q_v = \frac{\dot{M}_p \cdot Q_i^r}{V_0} = \frac{(25,0049 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}) \cdot (7319 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1})}{1715,5256 \text{ m}^3} = 106,6792 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3} \quad (5.7)$$

### **Průřezové zatížení ohniště**

$$q_s = \frac{\dot{M}_p \cdot Q_i^r}{R} = \frac{(25,0049 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}) \cdot (7,319 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1})}{91,7503 \text{ m}^2} = 1,9947 \text{ MW} \cdot \text{m}^{-2} \quad (5.8)$$

#### **5.2.1 Součinitel M**

Určuje se v závislosti na poměrné výšce maximální hodnoty teploty plamene.

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_0 = 0,59 - 0,5 \cdot 0,14 = 0,52 \quad (5.9)$$

$x_0[-]$ ...poměrná výška maximální hodnoty teploty plamene (pro roštové ohniště  $x_0 = 0,14$ )

**5.2.2 Užitečné teplo uvolněné v ohništi**

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - z_{cn} - z_{mn} - z_{f\_šsp}}{100 - z_{mn}} + Q_{vz} - Q_{vzv} \quad (5.10)$$

$Q_p^p$  [kJ·kg<sup>-1</sup>]...teplo přivedené do kotle

$z_{cn}$  [%]...ztráta hořlavinou ve spalínách

$z_{mn}$  [%]...ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích

$z_{f\_šsp}$  [%]...ztráta fyzickým teplem škváry, strusky a propadu

$Q_{vz}$  [kJ·kg<sup>-1</sup>]...teplo přivedené do kotle se vzduchem

$Q_{vzv}$  [kJ·kg<sup>-1</sup>]...teplo ohřátí vzduchu vnějším zdrojem mimo kotel

Spalovací vzduch nejprve prochází parním ohřívákem, kde se ohřívá z teploty okolí na 60 °C. Tento děj bereme jako ohřátí vzduchu vnějším zdrojem mimo kotel a jeho výpočet byl proveden v kapitole 4. Vzduch dále vstupuje do trubkového ohříváku vzduchu umístěného v tahu kotle, kde je proudem spalin ohříván na 200 °C. Dále je rozdělen na primární a sekundární v poměru 35 % primárního vzduchu a 65 % vzduchu sekundárního. Důvodem většího množství sekundárního vzduchu je vysoká hodnota prchavé hořlavinou bagasy. Primární vzduch se dále pomocí regulační klapky mísí se vzduchem o teplotě 60 °C, který je odebírán přímo za ventilátorem, a ochlazuje se na 160 °C. Z těchto faktů vycházejí i některé vztahy uvedené níže.

Entalpii primárního vzduchu získáme lineární aproximací tabulkových hodnot v tabulce 3.4. Entalpie sekundárního vzduchu je přímo tabulková hodnota. Hodnoty těchto entalpií jsou následující.

$$I_{vz\ min}^{160^\circ C} = 445,1306 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.11)$$

$$I_{vz\ min}^{200^\circ C} = 557,1772 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.12)$$

Chceme-li nyní vypočítat celkovou entalpii horkého vzduchu vstupujícího do spalovací komory, je třeba vzít entalpii primárního a sekundárního vzduchu a sečíst je s ohledem na jejich množství tak, jak je uvedeno v následujícím vztahu.

$$I''_{vz\ min} = 0,35 \cdot I_{vz\ min}^{160^\circ C} + 0,65 \cdot I_{vz\ min}^{200^\circ C} \quad (5.13)$$

$$\{I''_{vz\ min}\} = 0,35 \cdot 445,1306 + 0,65 \cdot 557,1772$$

$$I''_{vz\ min} = 517,9609 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

**Teplo přivedené do kotle se vzduchem**

$$Q_{vz} = \alpha \cdot I''_{vz\ min} + \Delta\alpha_0 \cdot I_{vz\ min}^{25^\circ C} \quad (5.14)$$

$\alpha$  [-]...přebytek vzduchu na vstupu do spalovací komory ( $\alpha = 1,3$ )

$\Delta\alpha_0$  [-]...přísátí vzduchu v ohništi ( $\Delta\alpha_0 = 0,05$ )

$I_{vz\ min}^{25^\circ C}$  [kJ·kg<sup>-1</sup>]...entalpie nasávaného studeného vzduchu



$$\{Q_{vz}\} = 1,3 \cdot 517,9609 + 0,05 \cdot 69,2652$$

$$Q_{vz} = 676,8124 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Spolu s výsledky z předešlých kapitol již nyní máme všechny potřebné údaje pro výpočet užitečného tepla uvolněného v ohništi dle 5.10.

$$\{I_u\} = 7454,2627 \cdot \frac{100 - 0,1727 - 1,4509 - 0,0067}{100 - 1,4509} + 676,8124 - 126,0627$$

$$I_u = 7991,4408 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Pomocí užitečného tepla uvolněného při spalování lze dohledat hodnotu tzv. teoretické teploty  $\vartheta_a$ . Uvažujeme, že užitečné teplo uvolněné při spalování se rovná entalpii spalin při této teoretické teplotě a součiniteli přebytku vzduchu na konci ohniště  $\alpha_0 = 1,35$ , tj. pro danou entalpii hledáme pomocí lineární aproximace odpovídající teplotu z tabulky 3.4.

$$\vartheta_a = 1302,3196 \text{ °C} \quad (5.15)$$

### 5.2.3 Boltzmannovo číslo

V dalším budou postupně vypočítány všechny veličiny potřebné pro určení Boltzmannova čísla.

$$B_o = \frac{\varphi \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \overline{O_{sp}} \cdot c}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \psi \cdot F_{st} \cdot T_a^3} \quad (5.16)$$

$\varphi[-]$ ...součinitel uchování tepla

$\dot{M}_{pv} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$ ...skutečné spálené (výpočtové) množství paliva

$\overline{O_{sp}} \cdot c [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$ ...střední celkové měrné teplo spalin

$\psi[-]$ ...součinitel tepelné efektivity stěn

$F_{st} [\text{m}^2]$ ...povrch stěn ohniště

$T_a [\text{K}]$ ...teoretická teplota

#### **Součinitel uchování tepla**

$$\varphi = 1 - \frac{z_{so}}{100\%} = 1 - \frac{0,52\%}{100\%} = 0,9948 \quad (5.17)$$

$z_{so} [\%]$ ...ztráta sáláním do okolí

#### **Střední celkové měrné teplo spalin**

$$\overline{O_{sp}} \cdot c = \frac{I_u - I_0}{\vartheta_a - \vartheta_0} \quad (5.18)$$

$$I_u \left[ \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \right] \dots \text{užitečné teplo uvolněné v ohništi}$$

$$I_0 \left[ \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \right] \dots \text{entalpie spalin na výstupu z ohniště}$$

$$\vartheta_a \left[ ^\circ\text{C} \right] \dots \text{teoretická teplota}$$

$$\vartheta_0 \left[ ^\circ\text{C} \right] \dots \text{teplota spalin na výstupu z ohniště}$$

Teplotu spalin na výstupu z ohniště jsme odhadli na začátku tohoto iteračního výpočtu. Pro tuto hodnotu najdeme příslušnou entalpii v tabulce 3.4.

$$\{ \overline{O_{sp} \cdot c} \} = \frac{7991,4408 - 5017,9989}{1302,3196 - 859}$$

$$\overline{O_{sp} \cdot c} = 6,7072 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

### **Součinitel tepelné efektivity stěn**

$$\psi = x \cdot \xi = 1 \cdot 0,6000 = 0,6000 \quad (5.19)$$

$$x [-] \dots \text{úhlový součinitel trubkové stěny (pro membránové stěny } x = 1)$$

$$\xi [-] \dots \text{součinitel zanesení stěn ohniště (voleno dle odborné konzultace)}$$

### **Teoretická teplota při adiabatickém spalování**

Jedná se o teoretickou teplotu  $\vartheta_a$  převedenou do stupňů Kelvina.

$$T_a = \vartheta_a + 273,15 \text{ K} = 1302,3196^\circ\text{C} + 273,15 \text{ K} = 1575,4696 \text{ K} \quad (5.20)$$

Nyní již přistoupíme k výpočtu Boltzmannova čísla.

$$\{ B_o \} = \frac{0,9948 \cdot 24,6421 \cdot 6,7072}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,6 \cdot 927,9519 \cdot 1575,4696^3}$$

$$B_o = 1,3249$$

### **5.2.4 Stupeň černosti ohniště**

$$a_0 = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \psi) \cdot \left( 1 - \frac{R}{F_{st}} \right)} \quad (5.21)$$

$$a_{pl} [-] \dots \text{efektivní stupeň černosti plamene}$$

$$R \left[ \text{m}^2 \right] \dots \text{plocha hořící vrstvy paliva na roštu}$$

$$F_{st} \left[ \text{m}^2 \right] \dots \text{povrch stěn ohniště}$$

$$\psi [-] \dots \text{součinitel tepelné efektivity stěn}$$

### **Stupeň černosti plamene**

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (5.22)$$

$k[-]$ ...součinitel zeslabení sálání

$p[\text{MPa}]$ ...tlak v ohništi

$s[\text{m}]$ ...účinná tloušťka sálové vrstvy

Účinná tloušťka sálové vrstvy se počítá dle následujícího vztahu.

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_0}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{1715,5256 \text{ m}^3}{927,9519 \text{ m}^2} = 6,6554 \text{ m} \quad (5.23)$$

Součinitel zeslabení sálání se počítá z následujícího vztahu.

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \quad (5.24)$$

První sčítanec je součinitel zeslabení sálání nesvitivými tříatomovými plyny. Ten lze počítat dle následujícího vztahu.

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_0}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (5.25)$$

$r_{H_2O}[-]$ ...objemová část vodní páry

$p_{sp}[\text{MPa}]$ ...celkový parciální tlak tříatomových plynů ( $p_{sp} = p \cdot r_{sp}$ )

$p[\text{MPa}]$ ...tlak v ohništi

$s[\text{m}]$ ...účinná tloušťka sálové vrstvy

$T_0[\text{K}]$ ...teplota spalin na konci ohniště

$r_{sp}[-]$ ...objemová část tříatomových plynů ( $r_{sp} = r_{CO_2} + r_{H_2O}$ )

$$r_{sp} = r_{CO_2} + r_{H_2O} = \frac{V_{CO_2}}{V_{sp}} + r_{H_2O} = \frac{0,41 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}{3,7674 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}} + 0,2716 = 0,3804 \quad (5.26)$$

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,099724 \text{ MPa} \cdot 0,3804 = 0,0379 \text{ MPa} \quad (5.27)$$

$$\{k_{sp} \cdot r_{sp}\} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,2716}{3,16 \cdot \sqrt{0,0379 \cdot 6,6554}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1132,15}{1000} \right) \cdot 0,3804$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 1,4699 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

Druhý sčítanec je součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi.

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_0^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (5.28)$$

$d[\mu\text{m}]$ ...střední efektivní průměr částic popílku (pro roštová ohniště  $d = 20 \mu\text{m}$ )

$\mu[\text{g} \cdot \text{Nm}^{-3}]$ ...střední hmotová koncentrace popílku ve spalinách

$$\{k_p \cdot \mu\} = \frac{43}{\sqrt[3]{1132,15^2 \cdot 20^2}} \cdot 4,4912$$

$$k_p \cdot \mu = 0,2413 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

Poslední sčítanec v rovnici 5.24 je součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi. Přičemž dle [1] volíme  $k_k = 1$ ,  $\kappa_l = 0,5$  a  $\kappa_2 = 0,03$ . S těmito údaji lze dosadit do rovnice pro součinitel zeslabení sálání a získat tak jeho hodnotu.

$$\{k\} = 1,4699 + 0,2413 + 10 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 0,03$$

$$k = 1,8612 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

Nyní lze číselně vyjádřit stupeň černosti plamene následovně.

$$\{a_{pl}\} = 1 - e^{-1,8612 \cdot 0,099724 \cdot 6,6554}$$

$$a_{pl} = 0,7093$$

Stupeň černosti ohniště má poté následující hodnotu.

$$\{a_0\} = \frac{0,7093 + (1 - 0,7093) \cdot \frac{91,7503}{927,9519}}{1 - (1 - 0,7093) \cdot (1 - 0,6) \cdot \left(1 - \frac{91,7503}{927,9519}\right)}$$

$$a_0 = 0,8244$$

### 5.2.5 Teplota spalin na výstupu z ohniště

Nyní se dostáváme na konec iteračního kroku, kdy ověříme správnost našeho prvotního odhadu teploty spalin na konci ohniště. Její hodnotu lze získat z následujícího vztahu.

$$\vartheta_0 = \frac{\vartheta_a + 273}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_o}\right)^{0,6}} - 273 \quad (5.29)$$

$$\{\vartheta_0\} = \frac{1302,3196 + 273}{1 + 0,52 \cdot \left(\frac{0,8244}{1,3249}\right)^{0,6}} - 273$$

$$\vartheta_0 = 859,3598 \text{ °C}$$

Jelikož je rozdíl odhadnuté a vypočítané teploty menší než 1 °C, lze tuto hodnotu považovat za dostatečně přesnou.

### 5.2.6 Množství tepla odevzdané v ohništi do stěn

$$Q_s = \varphi \cdot (I_u - I_0) \quad (5.30)$$

$\varphi[-]$ ...součinitel uchování tepla

$I_u [kJ \cdot kg^{-1}]$ ...užitečné teplo uvolněné v ohništi

$I_0 [kJ \cdot kg^{-1}]$ ...entalpie spalin na výstupu z ohniště

$$Q_s = 0,9948 \cdot (7991,4408 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 5017,9989 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}) = 2\,957,9801 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

***Střední tepelné zatížení stěn ohniště***

$$\bar{q} = \frac{\varphi \cdot \dot{M}_{pv} \cdot (I_u - I_0)}{F_{ús}} \quad (5.31)$$

$\dot{M}_{pv} [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$  ...skutečně spálené (výpočtové) množství paliva

$F_{ús} [\text{m}^2]$  ...účinná sálavá plocha stěn ohniště

$$\{\bar{q}\} = \frac{0,9948 \cdot 24,6421 \cdot (7991,4408 - 5017,9989)}{829,628}$$

$$\bar{q} = 87,8597 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$$

**5.3 Hnědé uhlí – tepelný výpočet ohniště**

Postup pro druhý typ paliva bude analogický postupu v kapitole 5.2 s obdobnými komentáři. Dle odborné konzultace odhaduji pro 1. krok iteračního výpočtu teplotu spalin na konci ohniště  $\vartheta_0 = 943 \text{ °C}$ .

***Objemové zatížení ohniště***

$$q_v = \frac{\dot{M}_p \cdot Q_i^r}{V_0} = \frac{(7,6166 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}) \cdot (23\,000 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1})}{1\,715,5256 \text{ m}^3} = 102,1152 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3} \quad (5.32)$$

***Průřezové zatížení ohniště***

$$q_s = \frac{\dot{M}_p \cdot Q_i^r}{R} = \frac{(7,6166 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}) \cdot (23 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1})}{91,7503 \text{ m}^2} = 1,9093 \text{ MW} \cdot \text{m}^{-2} \quad (5.33)$$

**5.3.1 Součinitel M**

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_0 = 0,59 - 0,5 \cdot 0,14 = 0,52 \quad (5.34)$$

**5.3.2 Užitečné teplo uvolněné v ohništi**

$$I_u = Q_p^p \cdot \frac{100 - z_{cn} - z_{mn} - z_{f\_ssp}}{100 - z_{mn}} + Q_{vz} - Q_{vzv} \quad (5.35)$$

$Q_p^p [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$  ...teplo přivedené do kotle

$z_{cn} [\%]$  ...ztráta hořlavinou ve spalinách

$z_{mn} [\%]$  ...ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích

$z_{f\_ssp} [\%]$  ...ztráta fyzickým teplem škváry, strusky a propadu

$Q_{vz} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$  ...teplo přivedené do kotle se vzduchem

$Q_{vzv} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$  ...teplo ohřátí vzduchu vnějším zdrojem mimo kotel

Spalovací vzduch nejprve prochází parním ohřívákem, kde se ohřívá z teploty okolí na 75 °C. Tento děj bereme jako ohřátí vzduchu vnějším zdrojem mimo kotel a jeho výpočet byl

proveden v kapitole 4. Vzduch dále vstupuje do trubkového ohříváku vzduchu umístěného v tahu kotle, kde je proudem spalin ohříván na 230 °C. Dále je rozdělen na primární a sekundární v poměru 60 % primárního vzduchu a 40 % vzduchu sekundárního. Důvodem je nižší hodnota prchavé hořlaviny, než je tomu v případě bagasy. Primární vzduch se dále pomocí regulační klapky mísí se vzduchem o teplotě 75 °C, který je odebírán přímo za ventilátorem, a ochlazuje se na 160 °C. Z těchto faktů vycházejí i některé vztahy uvedené níže.

Entalpii primárního i sekundárního vzduchu získáme lineární aproximací tabulkových hodnot v tabulce 3.7. Hodnoty těchto entalpií jsou následující.

$$I_{vz\ min}^{160\ ^\circ C} = 1303,8440\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (5.36)$$

$$I_{vz\ min}^{230\ ^\circ C} = 1882,5568\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (5.37)$$

Chceme-li nyní vypočítat celkovou entalpii horkého vzduchu vstupujícího do spalovací komory, je třeba vzít entalpii primárního a sekundárního vzduchu a sečíst je s ohledem na jejich množství tak, jak je uvedeno v následujícím vztahu.

$$I''_{vz\ min} = 0,60 \cdot I_{vz\ min}^{160\ ^\circ C} + 0,40 \cdot I_{vz\ min}^{230\ ^\circ C} \quad (5.38)$$

$$\{I''_{vz\ min}\} = 0,6 \cdot 1303,844 + 0,4 \cdot 1882,5568$$

$$I''_{vz\ min} = 1535,3292\ kJ \cdot kg^{-1}$$

***Teplu přivedené do kotle se vzduchem***

$$Q_{vz} = \alpha \cdot I''_{vz\ min} + \Delta\alpha_0 \cdot I_{vz\ min}^{25\ ^\circ C} \quad (5.39)$$

$\alpha[-]$ ...přebytek vzduchu na vstupu do spalovací komory ( $\alpha = 1,25$ )

$\Delta\alpha_0[-]$ ...přísátí vzduchu v ohništi ( $\Delta\alpha_0 = 0,06$ )

$I_{vz\ min}^{25\ ^\circ C} [kJ \cdot kg^{-1}]$ ...entalpie nasávaného studeného vzduchu

$$\{Q_{vz}\} = 1,25 \cdot 1535,3292 + 0,06 \cdot 202,8866$$

$$Q_{vz} = 1931,3346\ kJ \cdot kg^{-1}$$

Spolu s výsledky s předešlých kapitol již nyní máme všechny potřebné údaje pro výpočet užitečného tepla uvolněného v ohništi dle vztahu 5.35.

$$\{I_u\} = 23507,2165 \cdot \frac{100 - 0,1593 - 3,1414 - 0,1155}{100 - 3,1414} + 1931,3346 - 507,2165$$

$$I_u = 24864,6372\ kJ \cdot kg^{-1}$$

V dalším kroku opět dohledáme teoretickou teplotu analogicky jako v případě předchozího paliva. Pro hnědé uhlí však bereme hodnoty z tabulky 3.7, při součiniteli přebytku vzduchu na konci ohniště  $\alpha_0 = 1,31$

$$g_a = 1823,3297\ ^\circ C \quad (5.40)$$

### 5.3.3 Boltzmannovo číslo

V dalším textu budou postupně vypočítány všechny veličiny potřebné pro určení Boltzmannova čísla.

$$B_o = \frac{\varphi \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \overline{O_{sp} \cdot c}}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot \psi \cdot F_{st} \cdot T_a^3} \quad (5.41)$$

#### *Součinitel uchování tepla*

$$\varphi = 1 - \frac{z_{so}}{100\%} = 1 - \frac{0,52\%}{100\%} = 0,9948 \quad (5.42)$$

#### *Sřední celkové měrné teplo spalín*

$$\overline{O_{sp} \cdot c} = \frac{I_u - I_0}{g_a - g_0} \quad (5.43)$$

Teplotu spalín na výstupu z ohniště jsme odhadli na začátku tohoto iteračního výpočtu. Pro tuto hodnotu najdeme příslušnou entalpii v tabulce 3.7.

$$\{\overline{O_{sp} \cdot c}\} = \frac{24864,6372 - 11985,7314}{1823,3297 - 943}$$

$$\overline{O_{sp} \cdot c} = 14,6296 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### *Součinitel tepelné efektivity stěn*

$$\psi = x \cdot \xi = 1 \cdot 0,5 = 0,5000 \quad (5.44)$$

#### *Teoretická teplota při adiabatickém spalování*

Jedná se o teoretickou teplotu  $\vartheta_a$  převedenou do stupňů Kelvina.

$$T_a = \vartheta_a + 273,15 \text{ K} = 1823,3297 \text{ °C} + 273,15 \text{ K} = 2096,4797 \text{ K} \quad (5.45)$$

Nyní již přistoupíme k výpočtu Boltzmannova čísla.

$$\{B_o\} = \frac{0,9948 \cdot 7,3773 \cdot 14,6296}{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,5 \cdot 927,9519 \cdot 2096,4797^3}$$

$$B_o = 0,4406$$

### 5.3.4 Stupeň černosti ohniště

$$a_0 = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{F_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \psi) \cdot \left(1 - \frac{R}{F_{st}}\right)} \quad (5.46)$$

#### *Stupeň černosti plamene*

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (5.47)$$

Účinná tloušťka sálavé vrstvy se počítá dle následujícího vztahu.

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_0}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{1715,5256 \text{ m}^3}{927,9519 \text{ m}^2} = 6,6554 \text{ m} \quad (5.48)$$

Součinitel zeslabení sálání se počítá z následujícího vztahu.

$$k = k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu + 10 \cdot k_k \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \quad (5.49)$$

Součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny počítáme následovně.

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{sp} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_0}{1000} \right) \cdot r_{sp} \quad (5.50)$$

$$r_{sp} = r_{CO_2} + r_{H_2O} = \frac{V_{CO_2}}{V_{sp}} + r_{H_2O} = \frac{1,1479 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}{8,3285 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}} + 0,0689 = 0,2067 \quad (5.51)$$

$$p_{sp} = p \cdot r_{sp} = 0,099724 \text{ MPa} \cdot 0,2067 = 0,0206 \text{ MPa} \quad (5.52)$$

Dosazením do 5.50 získáme součinitel zeslabení sálání nesvítivými tříatomovými plyny.

$$\{k_{sp} \cdot r_{sp}\} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,0689}{3,16 \cdot \sqrt{0,0206 \cdot 6,6554}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1216,15}{1000} \right) \cdot 0,2067$$

$$k_{sp} \cdot r_{sp} = 0,7510 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi je následující.

$$k_p \cdot \mu = \frac{43}{\sqrt[3]{T_0^2 \cdot d^2}} \cdot \mu \quad (5.53)$$

$$\{k_p \cdot \mu\} = \frac{43}{\sqrt[3]{1216,15^2 \cdot 20^2}} \cdot 4,6827$$

$$k_p \cdot \mu = 0,2399 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

Pro součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi dle [1] volíme  $k_k = 1$ ,  $\kappa_1 = 1$  a  $\kappa_2 = 0,03$ . S těmito údaji lze dosadit do rovnice pro součinitel zeslabení sálání a získat tak jeho hodnotu.

$$\{k\} = 0,7510 + 0,2399 + 10 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,03$$

$$k = 1,2908 \text{ m}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1}$$

Nyní lze dosazením do vztahu 5.47 číselně vyjádřit stupeň černosti plamene následovně.

$$\{a_{pl}\} = 1 - e^{-1,2908 \cdot 0,099724 \cdot 6,6554}$$

$$a_{pl} = 0,5755$$

Nyní dosazením do rovnice 5.46 získáme číselnou hodnotu stupně černosti ohniště.



$$a_0 = \frac{0,5755 + (1 - 0,5755) \cdot \frac{91,7503 \text{ m}^2}{927,9519 \text{ m}^2}}{1 - (1 - 0,5755) \cdot (1 - 0,5000) \cdot \left(1 - \frac{91,7503 \text{ m}^2}{927,9519 \text{ m}^2}\right)} = 0,7635$$

### 5.3.5 Teplota spalin na výstupu z ohniště

Nyní se dostáváme na konec iteračního kroku, kdy ověříme správnost našeho prvotního odhadu teploty spalin na konci ohniště. Její hodnotu lze získat z následujícího vztahu.

$$\vartheta_0 = \frac{\vartheta_a + 273}{1 + M \cdot \left(\frac{a_0}{B_o}\right)^{0,6}} - 273 \quad (5.54)$$

$$\{\vartheta_0\} = \frac{1823,3297 + 273}{1 + 0,52 \cdot \left(\frac{0,7635}{0,4406}\right)^{0,6}} - 273$$

$$\vartheta_0 = 943,5277 \text{ °C}$$

Jelikož je rozdíl odhadnuté a vypočítané teploty menší než 1 °C, lze tuto hodnotu považovat za dostatečně přesnou.

### 5.3.6 Množství tepla odevzdané v ohništi do stěn

$$Q_s = \varphi \cdot (I_u - I_0) \quad (5.55)$$

$$\{Q_s\} = 0,9948 \cdot (24864,6372 - 11985,7314)$$

$$Q_s = 12811,9354 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

***Střední tepelné zatížení stěn ohniště***

$$\bar{q} = \frac{\varphi \cdot \dot{M}_{pv} \cdot (I_u - I_0)}{F_{úš}} \quad (5.56)$$

$$\{\bar{q}\} = \frac{0,9948 \cdot 7,3773 \cdot (24864,6372 - 11985,7314)}{829,628}$$

$$\bar{q} = 113,9276 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$$

## 6 PARAMETRY MÉDIA A TEPELNÁ BILANCE SPALIN

Následující kapitola obsahuje výčet jednotlivých teplosměnných ploch po trase spalin, navržené parametry vody a páry na jednotlivých plochách, bilanci vstříků napájecí vody a tepelnou bilanci spalin.

### 6.1 Přehled teplosměnných ploch

#### 6.1.1 Ohřívák vzduchu

Spalovací vzduch, který vystupuje přehřátý z parního ohříváku vzduchu je dále ohříván spalinami v trubkovém ohříváku vzduchu. Ten tvoří svazek hladkých trubek s prouděním vzduchu uvnitř trubek. Po průchodu ohřívákem se vzduch rozdělí na primární a sekundární, přičemž primární se před vstupem do spalovací komory mísí se vzduchem odebraným přímo za výstupem z ventilátoru, čímž se ochladí na potřebnou teplotu.

#### 6.1.2 Ekonomizér

Napájecí voda je před vstupem do výparníku přehřívána v ekonomizéru na teplotu nižší, než je teplota sytosti. Ekonomizér je tvořen dvěma stupni, přičemž první stupeň je tvořen svazky žebrovaných trubek a druhý stupeň je tvořen svazkem hladkých trubek.

#### 6.1.3 Výparník

Úlohu výparníku tvoří membránové stěny umístěné na stěnách spalovací komory a na stěnách části spalinového kanálu. Přehřátá napájecí voda vystupuje z ekonomizéru a vstupuje do bubnu, ze kterého je zavodňovacími trubkami vedena na dno spalovací komory do membránové stěny. Cirkulační smyčka končí opět v bubnu, přičemž odpařená pára do bubnu vstupuje převáděcími trubkami a neodpařená voda do bubnu vstupuje mříží z hladkých trubek, umístěnou ve spalinovém kanálu.

#### 6.1.4 Přehřívák

Přehřívák páry je čtyřstupňový. S výjimkou třetího stupně přehříváku se jedná o svazky hladkých trubek. Třetí stupeň (ve smyslu směru proudění média) je přehřívák deskový, který je tvořen dvěma částmi, tj. pára postupně vstupuje nejdříve do první a pak do druhé části. Před a za tímto deskovým přehřívákem jsou umístěny vstříky napájecí vody. První stupeň přehříváku je ještě rozdělen na dvě části a to tak, že jeho druhá část je umístěna za výparníkovou mříží před prvním tahem a první část je umístěna v prvním tahu.

Tab. 6.1 – Tabulkový přehled jednotlivých teplosměnných ploch

název	stupeň	zkratka	typ plochy	materiál trubek
ohřívák vzduchu	1	AH	hladké trubky v řadě	15 Mo 3
ekonomizér 1	1	ECO1	žebrované trubky v řadě	15 Mo 3
ekonomizér 2	2	ECO2	hladké trubky v řadě	15 Mo 3
výparník	1	EVA	membránová stěna	15 Mo 3
výparníková mříž	1	-	hladké trubky v řadě	15 Mo 3
přehřívák 1	1	SH1a	hladké trubky v řadě	13 CrMo 4 4
přehřívák 1	2	SH1b	hladké trubky v řadě	13 CrMo 4 4
přehřívák 2	1	SH2	hladké trubky v řadě	13 CrMo 4 4
přehřívák 3	1	SH3a	deskový	10 CrMo9 10
přehřívák 3	2	SH3b	deskový	10 CrMo9 10
přehřívák 4	1	SH4	hladké trubky v řadě	10 CrMo9 10

## 6.2 Návrhové parametry vody a páry

V tabulkách níže jsou uvedeny parametry vody či páry na jednotlivých teplosměnných plochách, přičemž stav napájecí vody a stav páry na výstupu z posledního stupně přehříváku jsou jednoznačně dány zadáním. Tlakové ztráty jsou předepsány na základě firemních podkladů. Parametry páry opouštějící buben jsou dány stavem sytosti. Pro získávání hodnot jednotlivých parametrů byly využity funkce softwaru X Steam verze 2.6, obsahujícího parní tabulky IAPWS.

### 6.2.1 Bagasa

Tab. 6.2 – Návrhové parametry vody a páry při spalování bagasy

teplosměnná plocha		teplota [°C]	tlak [MPa]	tlak. ztráta [MPa]	entalpie [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
SH4	out	520,0000	9,3000	0,0900	3434,1941
	in	417,0000	9,3900		3160,3438
SH3b	out	436,0000	9,3900	0,1900	3213,7318
	in	415,0000	9,5800		3150,9308
SH3a	out	415,0000	9,5800	0,1400	3150,9308
	in	392,0000	9,7200		3078,7108
SH2	out	515,0000	9,7220	0,0700	3416,8004
	in	450,0000	9,7900		3245,5989
SH1b	out	450,0000	9,7900	0,0700	3245,5989
	in	370,0000	9,8600		3002,7221
SH1a	out	370,0000	9,8600	0,0900	3002,7221
	in	310,6312	9,9500		2726,3825
EVA	out	310,6312	9,9500	0,0000	2726,3825
	in	261,0000	9,9500		1139,0364
ECO2	out	261,0000	9,9500	0,1600	1139,0364
	in	227,0000	10,1100		977,9322
ECO1	out	227,0000	10,1100	0,1900	977,9322
	in	130,0000	10,3000		553,2100

### 6.2.2 Hnědé uhlí

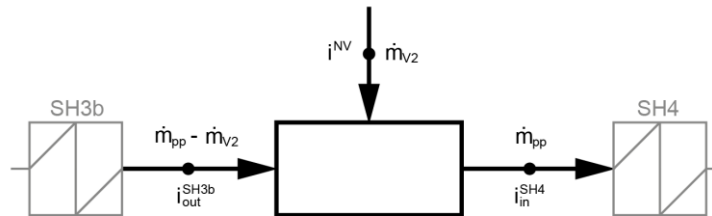
Tab. 6.3 – Návrhové parametry vody a páry při spalování hnědého uhlí

teplosměnná plocha		teplota [°C]	tlak [MPa]	tlak. ztráta [MPa]	entalpie [kJ·kg <sup>-1</sup> ]
SH4	out	520,0000	9,3000	0,0900	3434,1941
	in	447,0000	9,3900		3243,7766
SH3b	out	453,0000	9,3900	0,1900	3261,2836
	in	435,0000	9,5800		3207,7342
SH3a	out	435,0000	9,5800	0,1400	3207,7342
	in	415,0000	9,7200		3148,2163
SH2	out	438,0000	9,7220	0,0700	3213,6998
	in	390,0000	9,7900		3070,7887
SH1b	out	390,0000	9,7900	0,0700	3070,7887
	in	342,0000	9,8600		2896,0773
SH1a	out	342,0000	9,8600	0,0900	2896,0773
	in	310,6312	9,9500		2726,3825
EVA	out	310,6312	9,9500	0,0000	2726,3825
	in	213,0000	9,9500		914,1266
ECO2	out	213,0000	9,9500	0,1600	914,1266
	in	189,0000	10,1100		807,3159
ECO1	out	189,0000	10,1100	0,1900	807,3159
	in	130,0000	10,3000		553,2100

### 6.3 Bilance vstříků napájecí vody

Teplotu páry na výstupu z kotle lze regulovat vhodnou úpravou hmotnostního toku vstříků napájecí vody. Vstříky jsou na kotli realizovány dva. První z nich je za přehřívákem páry SH2 a druhý z nich za přehřívákem páry SH3b. Niže uvedené bilance vychází ze zákona zachování energie.

#### 6.3.1 Vstřík 2



Obr. 6.1 – Ilustrační schéma bilance vstříku 2

**Bagasa**

$$(\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{V2}) \cdot i_{out}^{SH3b} + \dot{m}_{V2} \cdot i_{nv} = \dot{m}_{pp} \cdot i_{in}^{SH4} \quad (6.1)$$

$$\dot{m}_{V2} = \dot{m}_{pp} \cdot \frac{(i_{in}^{SH4} - i_{out}^{SH3b})}{(i_{nv} - i_{out}^{SH3b})} \quad (6.2)$$

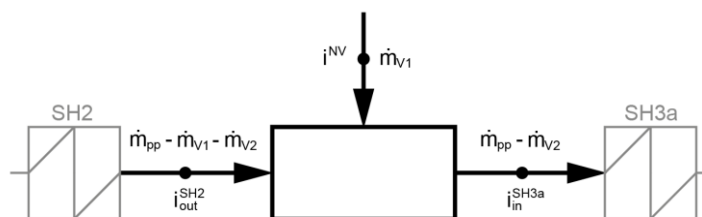
$\dot{m}_{V2} [kg \cdot s^{-1}]$ ... hmotnostní tok napájecí vody vstříkem 2

$$\dot{m}_{V2} = 55,5556 kg \cdot s^{-1} \cdot \frac{(3160,3438 kJ \cdot kg^{-1} - 3213,7318 kJ \cdot kg^{-1})}{(553,21 kJ \cdot kg^{-1} - 3213,7318 kJ \cdot kg^{-1})} = 1,1148 kg \cdot s^{-1}$$

**Hnědé uhlí**

$$\dot{m}_{V2} = 55,5556 kg \cdot s^{-1} \cdot \frac{(3243,7766 kJ \cdot kg^{-1} - 3261,2836 kJ \cdot kg^{-1})}{(553,21 kJ \cdot kg^{-1} - 3261,2836 kJ \cdot kg^{-1})} = 0,3592 kg \cdot s^{-1}$$

#### 6.3.2 Vstřík 1



Obr. 6.2 – Ilustrační schéma bilance vstříku 1

**Bagasa**

$$(\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{V1} - \dot{m}_{V2}) \cdot i_{out}^{SH2} + \dot{m}_{V1} \cdot i_{nv} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{V2}) \cdot i_{in}^{SH3a} \quad (6.3)$$

$$\dot{m}_{V1} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{V2}) \cdot \frac{i_{in}^{SH3a} - i_{out}^{SH2}}{i_{nv} - i_{out}^{SH2}} \quad (6.4)$$

$\dot{m}_{V1} [kg \cdot s^{-1}]$ ... hmotnostní tok napájecí vody vstříkem 1

$$\dot{m}_{v1} = (55,5556 - 1,1148) \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{(3078,7108 - 3416,8004) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{(553,21 - 3416,8004) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} = 6,4275 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

**Hnědé uhlí**

$$\dot{m}_{v1} = (55,5556 - 0,3592) \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{(3148,2163 - 3213,6998) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{(553,21 - 3213,6998) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} = 1,3586 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

**6.4 Návrhové rozložení tepelných výkonů**

Na základě parametrů vody a páry a parametrů spalovacího vzduchu jsme nyní schopni provést návrh tepelných výkonů jednotlivých teplosměnných ploch, které v dalším poslouží pro stanovení tepelné bilance spalín.

**6.4.1 Bagasa****Přehřívák SH4**

$$\dot{Q}^{SH4} = \dot{m}_{pp} \cdot (i_{out}^{SH4} - i_{in}^{SH4}) \quad (6.5)$$

$$\{\dot{Q}^{SH4}\} = 55,5556 \cdot (3434,1941 - 3160,3438)$$

$$\dot{Q}^{SH4} = 15213,9048 \text{ kW}$$

**Přehřívák SH3b**

$$\dot{Q}^{SH3b} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v2}) \cdot (i_{out}^{SH3b} - i_{in}^{SH3b}) \quad (6.6)$$

$$\{\dot{Q}^{SH3b}\} = (55,5556 - 1,1148) \cdot (3213,7318 - 3150,9308)$$

$$\dot{Q}^{SH3b} = 3418,9322 \text{ kW}$$

**Přehřívák SH3a**

$$\dot{Q}^{SH3a} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v2}) \cdot (i_{out}^{SH3a} - i_{in}^{SH3a}) \quad (6.7)$$

$$\{\dot{Q}^{SH3a}\} = (55,5556 - 1,1148) \cdot (3150,9308 - 3078,7108)$$

$$\dot{Q}^{SH3a} = 3931,7083 \text{ kW}$$

**Přehřívák SH2**

$$\dot{Q}^{SH2} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot (i_{out}^{SH2} - i_{in}^{SH2}) \quad (6.8)$$

$$\{\dot{Q}^{SH2}\} = (55,5556 - 6,4275 - 1,1148) \cdot (3416,8004 - 3245,5989)$$

$$\dot{Q}^{SH2} = 8219,9282 \text{ kW}$$

**Přehřívák SH1b**

$$\dot{Q}^{SH1b} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot (i_{out}^{SH1b} - i_{in}^{SH1b}) \quad (6.9)$$

$$\{\dot{Q}^{SH1b}\} = (55,5556 - 6,4275 - 1,1148) \cdot (3245,5989 - 3002,7221)$$

$$\dot{Q}^{SH1b} = 11661,2923 \text{ kW}$$

**Přehřívák SH1a**

$$\dot{Q}^{SH1a} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot (i_{out}^{SH1a} - i_{in}^{SH1a}) \quad (6.10)$$

$$\{\dot{Q}^{SH1a}\} = (55,5556 - 6,4275 - 1,1148) \cdot (3002,7221 - 2726,3825)$$

$$\dot{Q}^{SH1a} = 13267,9501 \text{ kW}$$

**Výparník**

Do výparníku vstupuje voda z druhého stupně ekonomizéru, jejíž teplota je vůči teplotě sytosti nižší o nedohřev. Ve výparníku dochází k ohřátí této vody na stav sytosti a dále k jejímu odpaření.

$$\dot{Q}^{EVA} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot (i_{out}^{EVA} - i_{in}^{EVA}) \quad (6.11)$$

$$\{\dot{Q}^{EVA}\} = (55,5556 - 6,4275 - 1,1148) \cdot (2726,3825 - 1139,0364)$$

$$\dot{Q}^{EVA} = 76213,5573 \text{ kW}$$

**Ekonomizér ECO2**

$$\dot{Q}^{ECO2} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot (i_{out}^{ECO2} - i_{in}^{ECO2}) \quad (6.12)$$

$$\{\dot{Q}^{ECO2}\} = (55,5556 - 6,4275 - 1,1148) \cdot (1139,0364 - 977,9322)$$

$$\dot{Q}^{ECO2} = 7735,1260 \text{ kW}$$

**Ohřívák vzduchu AH**

$$\dot{Q}^{AH} = \dot{M}_{pv} \cdot \alpha \cdot (I_{vz \min}^{200^\circ\text{C}} - I_{vz \min}^{60^\circ\text{C}}) \quad (6.13)$$

$$\{\dot{Q}^{AH}\} = 24,6421 \cdot 1,3 \cdot (557,1772 - 166,2365)$$

$$\dot{Q}^{AH} = 12523,6837 \text{ kW}$$

**Ekonomizér ECO1**

$$\dot{Q}^{ECO1} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot (i_{out}^{ECO1} - i_{in}^{ECO1}) \quad (6.14)$$

$$\{\dot{Q}^{ECO1}\} = (55,5556 - 6,4275 - 1,1148) \cdot (977,9322 - 553,21)$$

$$\dot{Q}^{ECO1} = 20392,2704 \text{ kW}$$

**6.4.2 Hnědé uhlí****Přehřívák SH4**

$$\dot{Q}^{SH4} = \dot{m}_{pp} \cdot (i_{out}^{SH4} - i_{in}^{SH4}) \quad (6.15)$$

$$\{\dot{Q}^{SH4}\} = 55,5556 \cdot (3434,1941 - 3243,7766)$$

---

$$\dot{Q}^{SH4} = 10578,7478 \text{ kW}$$

**Přehřívák SH3b**

$$\dot{Q}^{SH3b} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v2}) \cdot (i_{out}^{SH3b} - i_{in}^{SH3b}) \quad (6.16)$$

$$\{\dot{Q}^{SH3b}\} = (55,5556 - 0,3592) \cdot (3261,2836 - 3207,7342)$$

$$\dot{Q}^{SH3b} = 2955,7362 \text{ kW}$$

**Přehřívák SH3a**

$$\dot{Q}^{SH3a} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v2}) \cdot (i_{out}^{SH3a} - i_{in}^{SH3a}) \quad (6.17)$$

$$\{\dot{Q}^{SH3a}\} = (55,5556 - 0,3592) \cdot (3207,7342 - 3148,2163)$$

$$\dot{Q}^{SH3a} = 3285,1737 \text{ kW}$$

**Přehřívák SH2**

$$\dot{Q}^{SH2} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot (i_{out}^{SH2} - i_{in}^{SH2}) \quad (6.18)$$

$$\{\dot{Q}^{SH2}\} = (55,5556 - 1,3586 - 0,3592) \cdot (3213,6998 - 3070,7887)$$

$$\dot{Q}^{SH2} = 7694,0285 \text{ kW}$$

**Přehřívák SH1b**

$$\dot{Q}^{SH1b} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot (i_{out}^{SH1b} - i_{in}^{SH1b}) \quad (6.19)$$

$$\{\dot{Q}^{SH1b}\} = (55,5556 - 1,3586 - 0,3592) \cdot (3070,7887 - 2896,0773)$$

$$\dot{Q}^{SH1b} = 9406,0819 \text{ kW}$$

**Přehřívák SH1a**

$$\dot{Q}^{SH1a} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot (i_{out}^{SH1a} - i_{in}^{SH1a}) \quad (6.20)$$

$$\{\dot{Q}^{SH1a}\} = (55,5556 - 1,3586 - 0,3592) \cdot (2896,0773 - 2726,3825)$$

$$\dot{Q}^{SH1a} = 9136,0019 \text{ kW}$$

**Výparník**

$$\dot{Q}^{EVA} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot (i_{out}^{EVA} - i_{in}^{EVA}) \quad (6.21)$$

$$\{\dot{Q}^{EVA}\} = (55,5556 - 1,3586 - 0,3592) \cdot (2726,3825 - 914,1266)$$

$$\dot{Q}^{EVA} = 97567,9331 \text{ kW}$$

**Ekonomizér ECO2**

$$\dot{Q}^{ECO2} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot (i_{out}^{ECO2} - i_{in}^{ECO2}) \quad (6.22)$$

$$\{\dot{Q}^{ECO2}\} = (55,5556 - 1,3586 - 0,3592) \cdot (914,1266 - 807,3159)$$

$$\dot{Q}^{ECO2} = 5750,4564 \text{ kW}$$

**Ohřívák vzduchu AH**

$$\dot{Q}^{AH} = \dot{M}_{pv} \cdot \alpha \cdot (I_{vz \min}^{230^\circ C} - I_{vz \min}^{75^\circ C}) \quad (6.23)$$

$$\{\dot{Q}^{AH}\} = 7,3773 \cdot 1,25 \cdot (1882,5568 - 608,6597)$$

$$\dot{Q}^{AH} = 11747,4111 \text{ kW}$$

**Ekonomizér ECO1**

$$\dot{Q}^{ECO1} = (\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot (i_{out}^{ECO1} - i_{in}^{ECO1}) \quad (6.24)$$

$$\{\dot{Q}^{ECO1}\} = (55,5556 - 1,3586 - 0,3592) \cdot (807,3159 - 553,21)$$

$$\dot{Q}^{ECO1} = 13680,5101 \text{ kW}$$

**6.5 Tepelná bilance spalin**

Tepelný výkon spalin je dán rozdílem entalpie spalin na vstupu a výstupu z plochy, násobené součinitelem uchování tepla a hmotnostním tokem paliva dle vzorce 6.25.

$$\dot{Q}_b = \dot{M}_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_{sp1} - I_{sp2}) \quad (6.25)$$

Výše uvedenou rovnici lze využít u většiny teplosměnných ploch. Výjimku tvoří první plochy, u kterých bude výpočet komentován v následujícím. Hodnoty udávané dále jako předpokládané jsou dány vícekrokovým iteračním výpočtem.

**6.5.1 Bagasa****Přehřívák SH3a**

Přehřívák SH3a je umístěn v prostoru, kde uvažujeme mimo jiné i sálání z ohniště. Po stranách spalínového kanálu jsou navíc umístěny doplňkové plochy výparníku. Tepelná bilance v prostoru přehříváku SH3a potom bude mít následující tvar.

$$x^{SH3a} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \varphi \cdot (I_{sp1}^{SH3a} - I_{sp2}^{SH3a}) + \dot{Q}_{sh3a}^S = \dot{Q}^{SH3a} + \dot{Q}_{sh3a}^{DP} \quad (6.26)$$

$$x^{SH3a} [-] \dots \text{podíl spáleného paliva rovný objemovému podílu SH3a vůči celému SH3}$$

$$\dot{Q}_{sh3a}^S [kW] \dots \text{sálání z ohniště zachycené v prostoru SH3a}$$

$$\dot{Q}_{sh3a}^{DP} [kW] \dots \text{tepelný výkon doplňkových ploch v prostoru SH3a}$$

Naším cílem je vyjádřit entalpii spalin za plochou, přičemž entalpii před plochou určíme z tabulky 3.4 pro teplotu na výstupu z ohniště. Na začátku výpočtu je třeba neznámé výkony odhadnout, zde jsou již dány mnohonásobným iteračním výpočtem.



$$I_{sp2}^{SH3a} = I_{sp1}^{SH3a} - \frac{\dot{Q}^{SH3a} + \dot{Q}_{sh3a}^{DP} - \dot{Q}_{sh3a}^S}{x^{SH3a} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \varphi} \quad (6.27)$$

$$\{I_{sp2}^{SH3a}\} = 5020,3239 - \frac{3931,7083 + 1596,4073 - 226,8942}{0,5425 \cdot 24,6421 \cdot 0,9948}$$

$$I_{sp2}^{SH3a} = 4621,6888 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

**Přehřívák SH3b**

$$I_{sp2}^{SH3b} = I_{sp1}^{SH3b} - \frac{\dot{Q}^{SH3b} + \dot{Q}_{sh3b}^{DP} - \dot{Q}_{sh3b}^S}{x^{SH3b} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \varphi} \quad (6.28)$$

$$\{I_{sp2}^{SH3b}\} = 5020,3239 - \frac{3418,9322 + 877,7367 - 170,3754}{0,4575 \cdot 24,6421 \cdot 0,9948}$$

$$I_{sp2}^{SH3b} = 4652,4154 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

**Přehřívák SH4**

V případě, že má přehřívák SH4 více jak 5 řad, zachytí všechno zbylé teplo ze sálání z ohniště. Entalpie spalin za plochou je dána analogií vztahu 6.27, přičemž hodnoty neznámých výkonů jsou dány iteračním výpočtem (při prvním návrhu je nutno jejich hodnotu odhadnout). Entalpie před plochou je zpravidla rovna výstupní entalpii spalin z plochy předchozí. Vzhledem k paralelnímu proudění spalin v oblasti deskových přehříváku je entalpie spalin na výstupu z nich (na vstupu do prostoru SH4) dána následujícím vztahem.

$$I_{sp1}^{SH4} = x^{SH3a} \cdot I_{sp2}^{SH3a} + x^{SH3b} \cdot I_{sp2}^{SH3b} \quad (6.29)$$

$$\{I_{sp1}^{SH4}\} = 0,5425 \cdot 4621,6888 + 0,4575 \cdot 4652,4154$$

$$I_{sp1}^{SH4} = 4635,7467 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$I_{sp2}^{SH4} = I_{sp1}^{SH4} - \frac{\dot{Q}^{SH4} + \dot{Q}_{sh4}^{DP} - \dot{Q}_{sh4}^S}{\dot{M}_{pv} \cdot \varphi} \quad (6.30)$$

$$\{I_{sp2}^{SH4}\} = 4635,7467 - \frac{15213,9048 + 556,8891 - 2065,4090}{24,6421 \cdot 0,9948}$$

$$I_{sp2}^{SH4} = 4076,6621 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

**Přehřívák SH2**

V oblasti přehříváku SH2 již neuvažujeme sálání z ohniště, ale pouze výkon doplňkových ploch.

$$I_{sp2}^{SH2} = I_{sp1}^{SH2} - \frac{\dot{Q}^{SH2} + \dot{Q}_{sh2}^{DP}}{\dot{M}_{pv} \cdot \varphi} \quad (6.31)$$

$$\{I_{sp2}^{SH2}\} = 4076,6621 - \frac{8219,9282 + 145,5617}{24,6421 \cdot 0,9948}$$

$$I_{sp2}^{SH2} = 3735,4081 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

### Výparníková mříž

Výkon výparníkové mříže nelze v prvním kroku nijak určit, proto je třeba ji v prvním kroku odhadnout. Její hodnota užitá ve vzorci je opět dána několikanásobným iteračním přiblížením.

$$I_{sp2}^{mříž} = I_{sp1}^{mříž} - \frac{\dot{Q}^{mříž}}{\dot{M}_{pv} \cdot \varphi} \quad (6.32)$$

$$\{I_{sp2}^{mříž}\} = 3735,4081 - \frac{1600}{24,6421 \cdot 0,9948}$$

$$I_{sp2}^{mříž} = 3670,1392 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Tepelná bilance spalin na ostatních plochách je již dána úpravou vzorce 6.25 pro tepelný výkon daný bilancí páry a vody (příp. vzduchu). Níže je uvedena tabulka s kompletní tepelnou bilancí spalin.

Tab. 6.4 – Tepelná bilance spalin s příslušnými přebytky vzduchu – bagasa

teplosměnná plocha		entalpie [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	teplota [°C]	α [-]
přehřívák páry SH3a	in	5020,3239	859,3598	1,35
	out	4621,6888	797,6216	
přehřívák páry SH3b	in	5020,3239	859,3598	1,35
	out	4652,4154	802,4281	
přehřívák páry SH4	in	4635,7467	799,8453	1,35
	out	4076,6621	711,4064	
přehřívák páry SH2	in	4076,6621	711,4064	1,35
	out	3735,4081	656,5983	
výparníková mříž	in	3735,4081	656,5983	1,35
	out	3670,1392	646,0733	
přehřívák páry SH1b	in	3670,1392	646,0733	1,35
	out	3194,4393	568,2828	
přehřívák páry SH1a	in	3194,4393	568,2828	1,35
	out	2653,1990	477,5964	
ekonomizér ECO2	in	2653,1990	477,5964	1,35
	out	2337,6595	424,1335	
ohřívák vzduchu AH	in	2349,7137	424,1335	1,36
	out	1838,8342	335,9844	
ekonomizér ECO1	in	1838,8342	335,9844	1,36
	out	1006,9710	187,7838	

### 6.5.2 Hnědé uhlí

Tepelná bilance spalin při spalování uhlí je počítána totožným způsobem jako tomu je v případě bagasy s obdobným komentářem.

#### Přehřívák SH3a

$$I_{sp2}^{SH3a} = I_{sp1}^{SH3a} - \frac{\dot{Q}^{SH3a} + \dot{Q}_{sh3a}^{DP} - \dot{Q}_{sh3a}^S}{x^{SH3a} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \varphi} \quad (6.33)$$

$$\{I_{sp2}^{SH3a}\} = 11993,1197 - \frac{3285,1737 + 1041,8684 - 729,5040}{0,5425 \cdot 7,3773 \cdot 0,9948}$$

$$I_{sp2}^{SH3a} = 11089,5011 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

**Přehřívák SH3b**

$$I_{sp2}^{SH3b} = I_{sp1}^{SH3b} - \frac{\dot{Q}^{SH3b} + \dot{Q}_{sh3b}^{DP} - \dot{Q}_{sh3b}^S}{x^{SH3b} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \varphi} \quad (6.34)$$

$$\{I_{sp2}^{SH3b}\} = 11993,1197 - \frac{2955,7362 + 573,1839 - 601,8272}{0,4575 \cdot 7,3773 \cdot 0,9948}$$

$$I_{sp2}^{SH3b} = 11121,3610 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

**Přehřívák SH4**

$$I_{sp1}^{SH4} = x^{SH3a} \cdot I_{sp2}^{SH3a} + x^{SH3b} \cdot I_{sp2}^{SH3b} \quad (6.35)$$

$$\{I_{sp1}^{SH4}\} = 0,5425 \cdot 11089,5011 + 0,4575 \cdot 11121,361$$

$$I_{sp1}^{SH4} = 11104,0775 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$I_{sp2}^{SH4} = I_{sp1}^{SH4} - \frac{\dot{Q}^{SH4} + \dot{Q}_{sh4}^{DP} - \dot{Q}_{sh4}^S}{\dot{M}_{pv} \cdot \varphi} \quad (6.36)$$

$$\{I_{sp2}^{SH4}\} = 11104,0775 - \frac{10578,7478 + 355,6149 - 1862,0238}{7,3773 \cdot 0,9948}$$

$$I_{sp2}^{SH4} = 9867,8862 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

**Přehřívák SH2**

$$I_{sp2}^{SH2} = I_{sp1}^{SH2} - \frac{\dot{Q}^{SH2} + \dot{Q}_{sh2}^{DP}}{\dot{M}_{pv} \cdot \varphi} \quad (6.37)$$

$$\{I_{sp2}^{SH2}\} = 9867,8862 - \frac{7694,0285 + 90,8796}{7,3773 \cdot 0,9948}$$

$$I_{sp2}^{SH2} = 8807,1195 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

**Výparníková mříž**

$$I_{sp2}^{mříž} = I_{sp1}^{mříž} - \frac{\dot{Q}^{mříž}}{\dot{M}_{pv} \cdot \varphi} \quad (6.38)$$

$$\{I_{sp2}^{mříž}\} = 8807,1195 - \frac{1010}{7,3773 \cdot 0,9948}$$

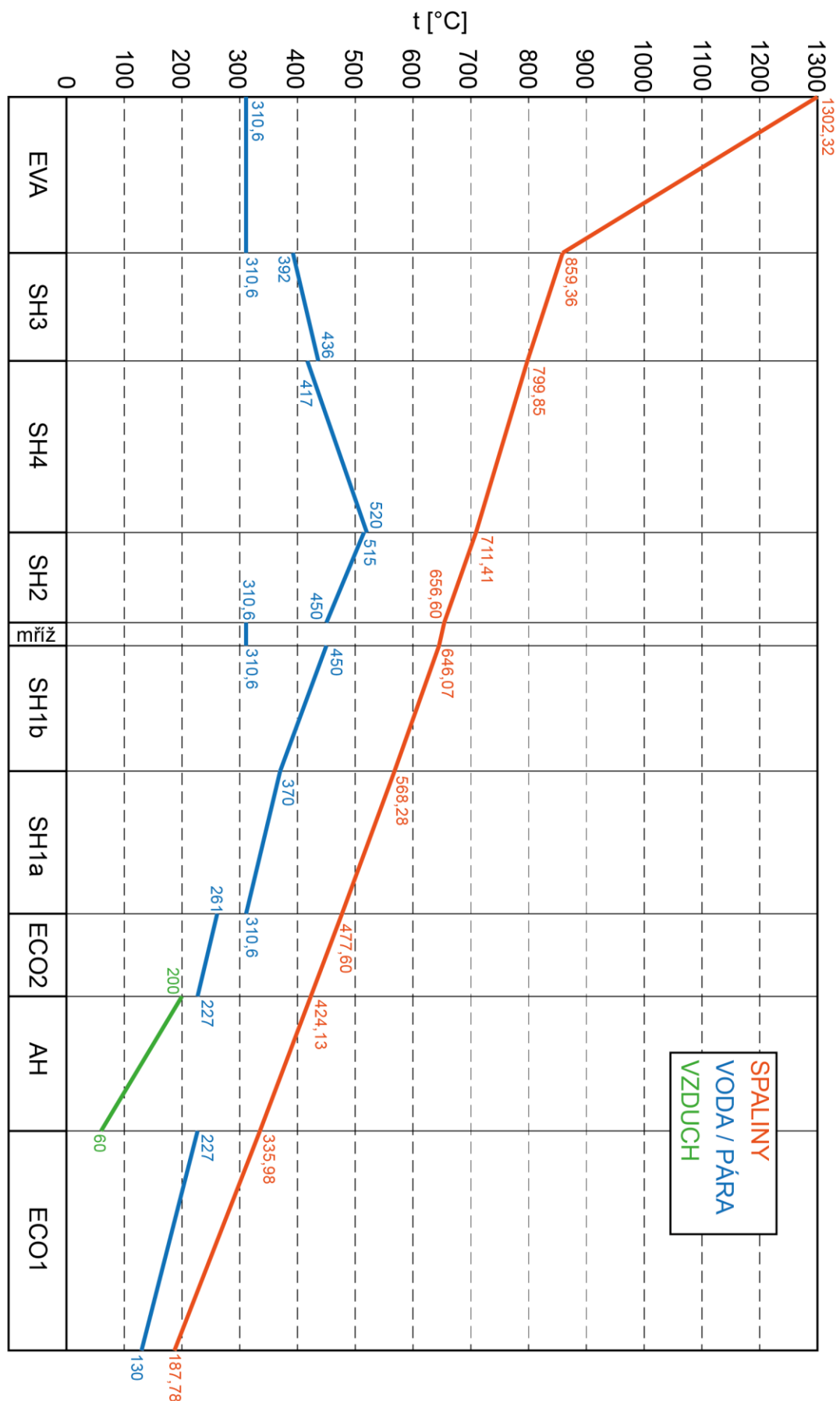
$$I_{sp2}^{mříž} = 8669,4975 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Tepelná bilance spalin na ostatních plochách je již dána úpravou vzorce 6.25 pro tepelný výkon daný bilancí páry a vody (příp. vzduchu). Níže je uvedena tabulka s kompletní tepelnou bilancí spalin.

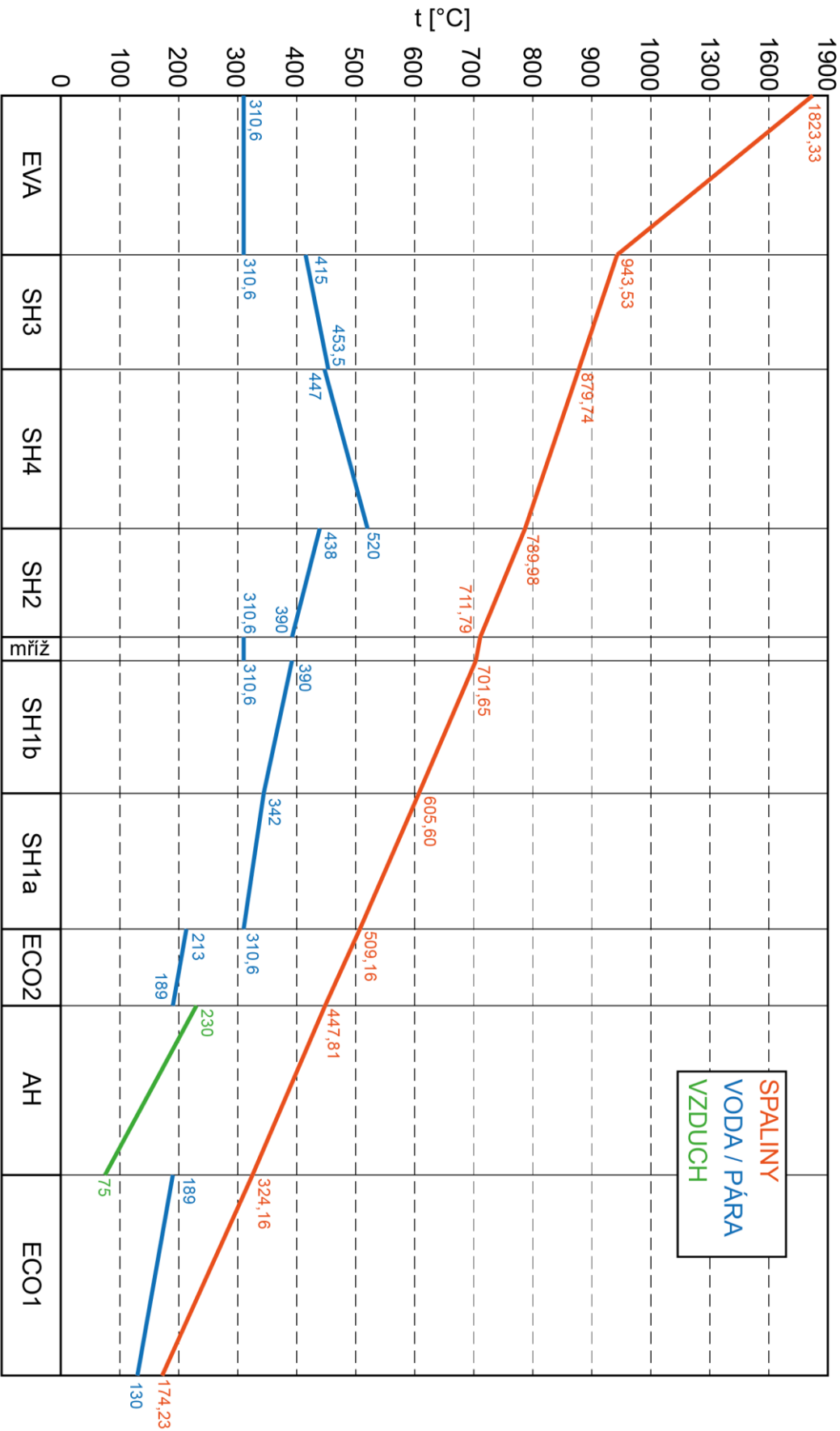
Tab. 6.5 – Tepelná bilance spalin s příslušnými přebytky vzduchu – hnědé uhlí

teplosměnná plocha		entalpie [kJ·kg <sup>-1</sup> ]	teplota [°C]	α [-]
přehřívák páry SH3a	in	11993,1197	943,5277	1,31
	out	11089,5011	878,6827	
přehřívák páry SH3b	in	11993,1197	943,5277	1,31
	out	11121,3610	880,9915	
přehřívák páry SH4	in	11104,0775	879,7390	1,31
	out	9867,8862	789,9838	
přehřívák páry SH2	in	9867,8862	789,9838	1,31
	out	8807,1195	711,7904	
výparníková mříž	in	8807,1195	711,7904	1,31
	out	8669,4975	701,6457	
přehřívák páry SH1b	in	8669,4975	701,6457	1,31
	out	7387,8306	605,6034	
přehřívák páry SH1a	in	7387,8306	605,6034	1,31
	out	6142,9646	509,1553	
ekonomizér ECO2	in	6142,9646	509,1553	1,31
	out	5359,4110	447,8081	
ohřívák vzduchu AH	in	5546,2999	447,8081	1,36
	out	3945,6050	324,1551	
ekonomizér ECO1	in	3945,6050	324,1551	1,36
	out	2081,5071	174,2340	

## 6.6 Pilové diagramy



Obr. 6.3 – Pilový diagram – bagasa



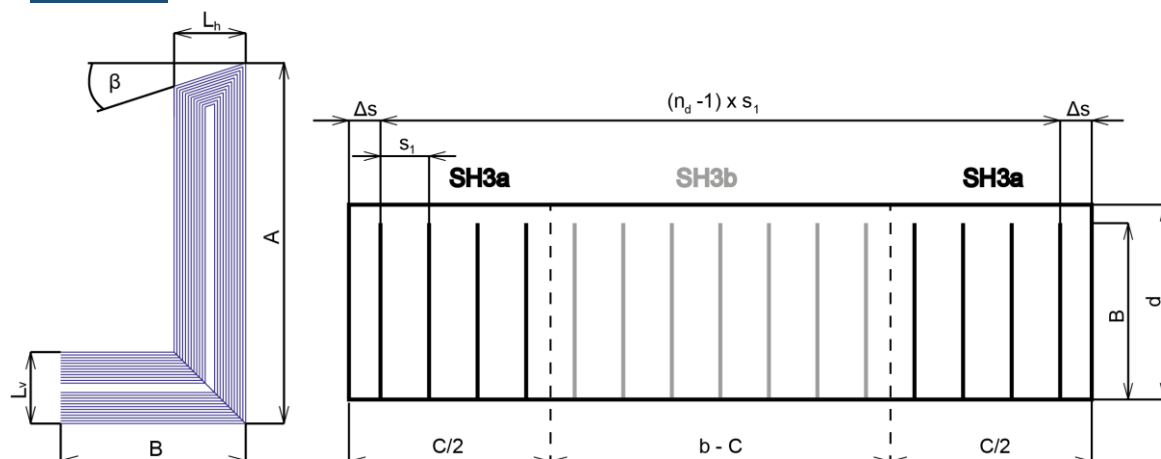
Obr. 6.4 – Pilový diagram – hnědé uhlí

## 7 TEPELNÝ VÝPOČET TEPLISMĚNNÝCH PLOCH – BAGASA

Postup tepelného výpočtu kopíruje postup uvedený v [1] a vychází z navrhnuté geometrie. Pomocí něj se určuje tepelný výkon plochy, který se porovnává s navrhnutým tepelným výkonem plochy daným bilancí páry. Kritérium pro vyhovující přesnost výpočtu je maximální rozdíl těchto dvou hodnot tepelných výkonů, který nesmí překročit 2 %. Pokud v textu není řečeno jinak, jsou výpočtové koeficienty a součinitele přebírány z [1].

### 7.1 Deskový přehřívák SH3a

#### Geometrie



Obr. 7.1 – Schéma geometrie přehříváku SH3a a příslušného prostoru spalínového kanálu

Tab. 7.1 – Geometrie přehříváku SH3a a příslušného prostoru spalínového kanálu

přehřívák SH3a		spalínový kanál	
vnější průměr trubky $\varnothing D$ [m]	0,0445	výška A [m]	6,0080
tloušťka stěny $\delta_{tr}$ [m]	0,0056	šířka B [m]	3,0790
vnitřní průměr trubky $\varnothing d$ [m]	0,0333	délka C [m]	7,0550
příčná rozteč $s_1$ [m]	0,8500	celková délka b [m]	13,0050
podélná rozteč $s_2$ [m]	0,0470	délka výstup. okna d [m]	3,4000
počet trubek v desce $n_{td}$ [-]	12	vzdálenost od stěny $\Delta s$ [m]	0,5525
počet desek $n_d$ [-]	8	úhel zkosení $\beta$ [°]	18,0000
vertikální mezera $\Delta l_v$ [m]	0,1060		
horizontální mezera $\Delta l_h$ [m]	0,1000	prostor SH3a k SH3 $x^{SH3a}$ [-]	0,5425

#### Vertikální šířka desky $L_v$

$$L_v = 2 \cdot (n_{td} - 1) \cdot s_2 + \Delta l_v = 2 \cdot (12 - 1) \cdot 0,047 \text{ m} + 0,106 \text{ m} = 1,1400 \text{ m} \quad (7.1)$$

#### Horizontální šířka desky $L_h$

$$L_h = 2 \cdot (n_{td} - 1) \cdot s_2 + \Delta l_h = 2 \cdot (12 - 1) \cdot 0,047 \text{ m} + 0,1 \text{ m} = 1,134 \text{ m} \quad (7.2)$$

#### Oboustranná plocha 1 desky

$$S_{1d}^{SH3a} = 2 \cdot \left[ B \cdot L_v + (A - L_v) \cdot L_h - \frac{L_h^2 \cdot \tan(\beta)}{2} \right] \quad (7.3)$$

$$\{S_{ld}^{SH3a}\} = 2 \cdot \left[ 3,079 \cdot 1,14 + (6,008 - 1,14) \cdot 1,134 - \frac{1,134^2 \cdot \lg(18)}{2} \right]$$

$$S_{ld}^{SH3a} = 17,6429 \text{ m}^2$$

### ***Celková plocha všech desek přehříváku SH3a***

$$S^{SH3a} = x_u \cdot n_d \cdot S_{ld}^{SH3a} = 0,9603 \cdot 8 \cdot 17,6429 \text{ m}^2 = 135,5448 \text{ m}^2 \quad (7.4)$$

$$x_u [-] = f\left(\frac{S_2}{D}\right) \dots \text{úhlový součinitel desek}$$

### **Parametry média a spalin**

Pro výpočet parametrů média využíváme hodnoty z tabulky 6.2 s návrhovými parametry vody a páry. Při výpočtu parametrů spalin jsou užity hodnoty z tabulky 6.4.

### ***Střední teplota páry***

$$\bar{t}_p = \frac{t_p^{out} + t_p^{in}}{2} = \frac{415^\circ\text{C} + 392^\circ\text{C}}{2} = 403,5^\circ\text{C} \quad (7.5)$$

### ***Střední tlak páry***

$$\bar{p}_p = \frac{p_p^{out} + p_p^{in}}{2} = \frac{9,58 \text{ MPa} + 9,72 \text{ MPa}}{2} = 9,65 \text{ MPa} \quad (7.6)$$

### ***Střední měrný objem páry***

Střední měrný objem páry je určen pomocí aplikace X Steam jako funkce střední teploty páry a středního tlaku páry.

$$\bar{v}_p = 0,0278 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.7)$$

### ***Rychlost páry***

$$w_p = \frac{(\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v2}) \cdot \bar{v}_p \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{ld} \cdot n_d} \quad (7.8)$$

$$w_p = \frac{(55,5556 - 1,148) \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,0278 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,0333 \text{ m})^2 \cdot 12 \cdot 8} = 18,1250 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

### ***Střední teplota spalin***

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{797,6216^\circ\text{C} + 859,3598^\circ\text{C}}{2} = 828,4907^\circ\text{C} \quad (7.9)$$

### ***Skutečné množství spalin s příslušným přebytkem vzduchu***

$$V_{sp} = V_{sp \text{ min}} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz \text{ min}} \quad (7.10)$$

$$V_{sp} = 3,0378 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} + (1,35 - 1) \cdot 2,0846 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} = 3,7674 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$



**Skutečný průtok spalin**

$$\dot{V}_{sp} = x^{SH3a} \cdot V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (7.11)$$

$$\dot{V}_{sp} = 0,5425 \cdot 3,7674 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 24,6421 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{828,4907^\circ\text{C} + 273,15}{273,15} = 203,1166 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

**Střední spalinový průřez**

$$\bar{F} = \frac{2 \cdot F_o \cdot F_{sv}}{F_o + F_{sv}} = \frac{2 \cdot 21,7223 \text{ m}^2 \cdot 42,3864 \text{ m}^2}{21,7223 \text{ m}^2 + 42,3864 \text{ m}^2} = 28,7241 \text{ m}^2 \quad (7.12)$$

$F_o$  [m<sup>2</sup>]...vstupní průřez prostoru SH3a

$F_{sv}$  [m<sup>2</sup>]...výstupní průřez prostoru SH3a

$$F_o = B \cdot C = 3,079 \text{ m} \cdot 7,055 \text{ m} = 21,7223 \text{ m}^2 \quad (7.13)$$

$$F_{sv} = A \cdot C = 6,008 \text{ m} \cdot 7,055 \text{ m} = 42,3864 \text{ m}^2 \quad (7.14)$$

**Rychlost spalin**

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{203,1166 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{28,7241 \text{ m}^2} = 7,0713 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.15)$$

**Sálavé teplo z ohniště**

Vzhledem k tomu, že je přehřívák SH3a umístěn hned za výstupním oknem z ohniště, je třeba při tepelném výpočtu uvažovat sálání z ohniště, které je třeba určit v prvním kroku.

**Hustota tepelného toku procházejícího výstupním průřezem ohniště**

$$q_0 = \delta \cdot y_h \cdot \bar{q} = 1 \cdot 0,787,8597 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} = 61,5018 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \quad (7.16)$$

$\delta$  [–]...podíl tep. toku výstupním průřezem a toku do stěn v místě výstupního průřezu

$y_h$  [–]...součinitel tepelné nerovnoměrnosti po výšce ohniště

$\bar{q}$  [kW·m<sup>-2</sup>]...střední tepelné zatížení stěn ohniště (vzorec 5.31)

**Hustota tepelného toku procházejícího výstupním průřezem přehříváku**

$$q_{sv} = y_h \cdot \bar{q} \cdot \frac{F_o}{F_{sv}} \cdot (1-a) \cdot \varphi_{o-sv} + 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot \psi_{sv} \cdot a \cdot \left( \frac{\bar{T}_{sp}}{100} \right)^4 \quad (7.17)$$

$\psi_{sv}$  [–]...součinitel tepelné efektivity svazku

**Stupeň černosti proudu spalin**

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (7.18)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

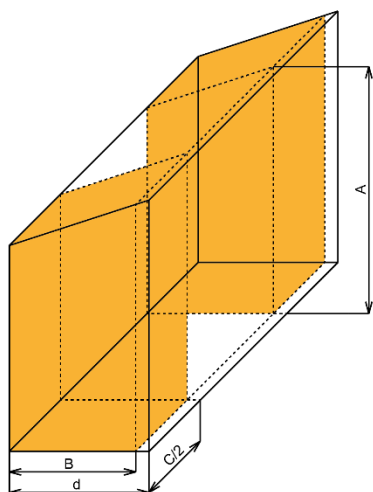
$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 3,9887 \cdot 0,0997 \cdot 1,2559 = 0,4996 \quad (7.19)$$

Význam jednotlivých veličin je stejný, jako tomu bylo při výpočtu spalovací komory v kapitole 5.2.4. Postup jejich výpočtu je totožný, jen pro veličiny při přebytku vzduchu  $\alpha = 1,35$ , které jsou uvedeny v tabulce 3.5, a pro střední teplotu spalin, proto zde nebude znovu uváděn. Výjimku tvoří jen efektivní tloušťka sálové vrstvy, která je určena níže.

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{S^{SH3a} + F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{113,6103m^3}{135,5448m^2 + 190,1113m^2} = 1,2559m \quad (7.20)$$

$V[m^3]$ ...objem sálající vrstvy (daný geometrií spalinového kanálu)

$F_{st}[m^2]$ ...povrch uzavírající objem sálající vrstvy (daný geometrií spalinového kanálu)



Obě výše definované veličiny lze vypočítat z jednoduchých, ale rozsáhlých výpočtů geometrie. Názorně je však zobrazuje obrázek vpravo – objem V je oranžový objem spalinového kanálu a plocha  $F_{st}$  je suma všech ploch tento objem uzavírajících.

Obr. 7.2 – Schéma k určení e.  
sálové tloušťky – SH3a

Po dosazení do rovnice 7.18 získáme stupeň černosti ohniště.

$$a = 1 - e^{-0,4996} = 0,3932$$

**Úhlový součinitel ohniště – svazek**

$$\varphi_{o-sv} = \sqrt{\left(\frac{0,5 \cdot (L_v + L_h)}{s_1}\right)^2 + 1} - \frac{0,5 \cdot (L_v + L_h)}{s_1} \quad (7.21)$$

$$\varphi_{o-sv} = \sqrt{\left(\frac{0,5 \cdot (1,14m + 1,134m)}{0,85m}\right)^2 + 1} - \frac{0,5 \cdot (1,14m + 1,134m)}{0,85m} = 0,3325$$

Nyní již lze dosadit do vztahu 7.17 a získat hustotu tep. toku opouštějícího prostor SH3a.

$$\{q_{sv}\} = 0,7 \cdot 87,8597 \cdot \frac{21,7223}{42,3864} \cdot (1 - 0,3932) \cdot 0,3325 + 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,6 \cdot 0,3932 \cdot \left(\frac{1101,6407}{100}\right)^4$$

$$q_{sv} = 26,1657 \text{ kW} \cdot m^{-2}$$

**Sálavé teplo z ohniště a prostoru SH3a zachycené v prostoru SH3a**

$$Q_{s,dp}^{SH3a} = \frac{q_o \cdot F_o - q_{sv} \cdot F_{sv}}{x^{SH3a} \cdot \dot{M}_{pv}} \quad (7.22)$$

$$Q_{s,dp}^{SH3a} = \frac{61,5018 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 21,7223 \text{ m}^2 - 26,1657 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 42,3864 \text{ m}^2}{0,5425 \cdot 24,6421 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}} = 16,9730 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

**Část sálavého tepla z ohniště, kterou převezme přehřívák SH3a**

$$Q_{s,d}^{SH3a} = \frac{S^{SH3a}}{S^{SH3a} + S_{sh3a}^{DP}} \cdot Q_{s,dp}^{SH3a} \quad (7.23)$$

$$Q_{s,d}^{SH3a} = \frac{135,5448 \text{ m}^2}{135,5448 \text{ m}^2 + 71,9350 \text{ m}^2} \cdot 16,973 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 11,0883 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$S_{sh3a}^{DP} [\text{m}^2]$  ... plocha doplňkových ploch v prostoru SH3a (určena v kapitole 7.2)

**Část sálavého tepla z ohniště, kterou převezmou doplňkové plochy**

$$Q_{s,p}^{SH3a} = Q_{s,dp}^{SH3a} - Q_{s,d}^{SH3a} = 16,973 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 11,0883 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 5,8847 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.24)$$

**Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny pro příčné obtékání**

$$\alpha_{1,př} = \xi \cdot \left( \alpha_{k,př} \cdot \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot s_2 \cdot x_u} + \alpha_s \right) \quad (7.25)$$

$\xi [-]$  ... součinitel využití výhřevné plochy

$\alpha_{k,př} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$  ... součinitel přestupu tepla konvekcí (příčné obtékání)

$\alpha_s [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$  ... součinitel přestupu tepla sáláním

**Součinitel přestupu tepla konvekcí**

$$\alpha_{k,př} = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,33} \quad (7.26)$$

$C_Z [-]$  ... oprava na počet podélných řad

$\lambda_{sp} = 0,1045 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  ... součinitel tepelné vodivosti spalín

$\nu_{sp} = 1,4239 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  ... kinematická viskozita spalín

$\text{Pr}_{sp} = 0,6525 [-]$  ... Prandtlovo číslo pro spaliny

**Oprava na uspořádání svazku**

$$C_S = \left[ 1 + 3 \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2}, \text{ kde } \sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,047 \text{ m}}{0,0445 \text{ m}} = 1,0562 \quad (7.27)$$

$$C_S = \left[ 1 + 3 \cdot \left( 1 - \frac{1,0562}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,5780$$

Po dosazení do rovnice 7.26 dostáváme následující.

$$\{\alpha_{k,př}\} = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,578 \cdot \frac{0,1045}{0,0445} \cdot \left( \frac{7,0713 \cdot 0,0445}{1,4239 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,6525^{0,33}$$

$$\alpha_{k,př} = 35,1920 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

### *Součinitel přestupu tepla sáláním*

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_Z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_Z}{\bar{T}} \right)^4} \quad (7.28)$$

$a_{st} [-]$ ...stupeň černosti povrchu stěn

$a [-]$ ...stupeň černosti proudu spalín (vzorec 7.18)

### *Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn*

$$T_Z = \bar{T}_p + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{\dot{Q}^{SH3a} + \dot{M}_{pv} \cdot Q_{s,d}^{SH3a}}{S^{SH3a}} \cdot 10^3 \quad (7.29)$$

$\varepsilon [-]$ ...součinitel znečištění výhřevné plochy

Pro výpočet vzorce 7.29 je nutné určit součinitel přestupu tepla ze stěny do média.

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right) \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.30)$$

$\lambda_p = 0,0668 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti páry

$\nu_p = 6,8559 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita páry

$\text{Pr}_p = 1,1099 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro páru

$C_t, C_l, C_m [-]$ ...opravné koeficienty

$$\{\alpha_2\} = 0,023 \cdot \frac{0,0668}{0,0333} \cdot \left( \frac{18,125 \cdot 0,0333}{6,8559 \cdot 10^{-7}} \right) \cdot 1,1099^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 2738,9749 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Po dosazení do rovnice 7.29 dostáváme teplotu zaprášeného povrchu stěn.

$$\{T_Z\} = 676,65 + \left( 0,0059 + \frac{1}{2738,9749} \right) \cdot \frac{3931,7083 + 24,6421 \cdot 11,0883}{135,5448} \cdot 10^3$$

$$T_Z = 1022,3658 \text{ K}$$

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,3932 \cdot 1101,6407^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{1022,3658}{1101,6407}\right)^4}{1 - \left(\frac{1022,3658}{1101,6407}\right)}$$

$$\alpha_s = 96,7778 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalin do stěny pro příčné obtékání dle vzorce 7.25.

$$\{\alpha_{1,př}\} = 0,85 \cdot \left( 35,192 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445}{2 \cdot 0,047 \cdot 0,9603} + 96,7778 \right)$$

$$\alpha_{1,př} = 128,5868 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny pro podélné obtékání

$$\alpha_{1,pod} = \xi \cdot \left( \alpha_{k,pod} \cdot \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot s_2 \cdot x_{ti}} + \alpha_s \right) \quad (7.31)$$

Součinitel přestupu tepla konvekci

$$\alpha_{k,pod} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}} \right) \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.32)$$

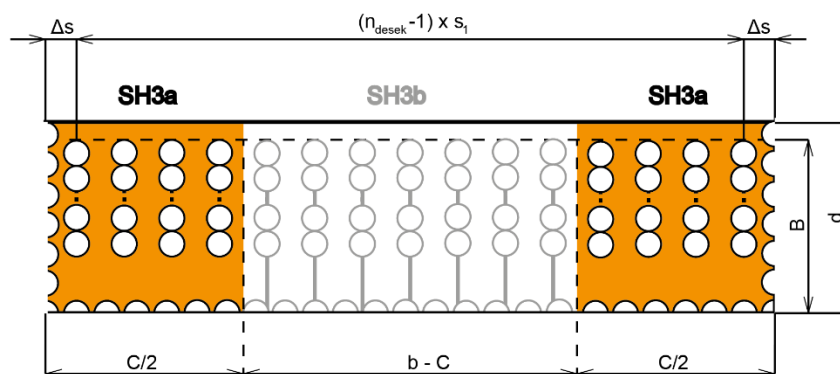
**Ekvivalentní průměr**

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 21,2018 \text{ m}^2}{61,8336 \text{ m}} = 1,3715 \text{ m} \quad (7.33)$$

$F[\text{m}^2]$ ...světlý průřez kanálu

$O[\text{m}]$ ...obvod průřezu kanálu

Světlý průřez kanálu a obvod průřezu kanálu jsou dány geometrií kanálu. Jejich výpočet je jednoduchý, ale rozsáhlý, proto opět uvedeme pouze ilustrační schéma popisující jejich výpočet. Na obrázku níže je světlý průřez kanálu oranžová plocha a obvod průřezu kanálu je obvod všech prvků ohraničujících tuto plochu a uvnitř této plochy.



Obr. 7.3 – Schéma pro určení ekvivalentního průměru – SH3a

$$\{\alpha_{k,pod}\} = 0,023 \cdot \frac{0,1045}{1,3715} \cdot \left( \frac{7,0713 \cdot 1,3715}{1,4239 \cdot 10^{-4}} \right) \cdot 0,6525^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_{k,pod} = 10,8665 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\{\alpha_{1,pod}\} = 0,85 \cdot \left( 10,8665 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445}{2 \cdot 0,047 \cdot 0,9603} + 96,7778 \right)$$

$$\alpha_{1,pod} = 96,5655 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{k_{pod} \cdot S_{pod} + k_{př} \cdot S_{př}}{S_{pod} + S_{př}} \quad (7.34)$$

$S_{pod} [\text{m}^2]$  ...výhřevná plocha s podélným prouděním (zvoleno dle konzultace)

$S_{př} [\text{m}^2]$  ...výhřevná plocha s příčným prouděním (doplňk do celkové plochy)

#### Součinitel prostupu tepla pro příčné obtékání

$$k_{př} = \frac{\alpha_{1,př}}{1 + \alpha_{1,př} \cdot \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot (1 + m)} \quad (7.35)$$

$m [-]$  ...podíl tepla vysálaného z ohniště a tepla odevzdaného přehříváku SH3a

$$\{k_{př}\} = \frac{128,5868}{1 + 128,5868 \cdot \left( 0,0059 + \frac{1}{2738,9749} \right) \cdot (1 + 0,0385)}$$

$$k_{př} = 70,1891 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### Součinitel prostupu tepla pro podélné obtékání

$$k_{pod} = \frac{\alpha_{1,pod}}{1 + \alpha_{1,pod} \cdot \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot (1 + m)} \quad (7.36)$$

$$\{k_{pod}\} = \frac{96,5655}{1 + 96,5655 \cdot \left( 0,0059 + \frac{1}{2738,9749} \right) \cdot (1 + 0,0385)}$$

$$k_{pod} = 59,4317 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výsledný součinitel prostupu tepla na deskovém přehříváku SH3a je tedy následující.

$$\{k\} = \frac{59,4317 \cdot 32 + 70,1891 \cdot 103,5448}{32 + 103,5448}$$

$$k = 67,6495 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Teplotní spád

Jelikož jsou deskové přehřívačky obecně umístěny v oblasti vysokých teplot spalin, je velký také teplotní spád na obou koncích výhřevné plochy a lze jej počítat následovně.

$$\Delta t = \bar{t}_{sp} - \bar{t}_p = 828,4907^{\circ}\text{C} - 403,5^{\circ}\text{C} = 424,9907^{\circ}\text{C} \quad (7.37)$$

Tepelný výkon

Tepelný výkon spalin, který přejde do deskového přehřívačku SH3a je tento.

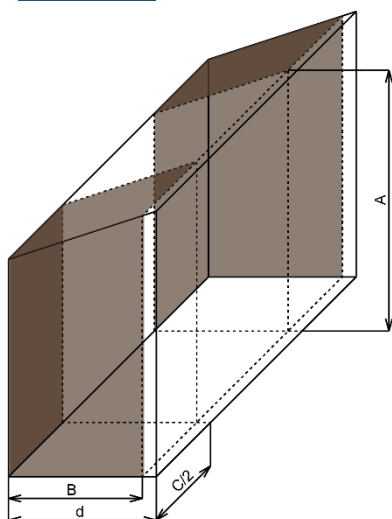
$$\dot{Q}_{tep}^{SH3a} = k \cdot S^{SH3a} \cdot \Delta t \quad (7.38)$$

$$\dot{Q}_{tep}^{SH3a} = 67,6495 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 135,5448 \text{ m}^2 \cdot 424,9907^{\circ}\text{C} = 3896,9666 \text{ kW}$$

Nyní porovnáme tepelný výkon s návrhovým výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}^{SH3a} - \dot{Q}_{tep}^{SH3a}}{\dot{Q}^{SH3a}} = \frac{3931,7083 \text{ kW} - 3896,9666 \text{ kW}}{3931,7083 \text{ kW}} \cdot 100\% = 0,8836\% \quad (7.39)$$

## 7.2 Doplnková plocha v prostoru SH3a

Geometrie

Obr. 7.4 – Doplnkové plochy  
v oblasti SH3a (vyznačeny šedou)

Tab. 7.2 – Geometrie doplňkových ploch v SH3a

doplňková plocha v prostoru SH3a	
vnější průměr trubky øD [m]	0,0603
tloušťka stěny δ <sub>tr</sub> [m]	0,0050
vnitřní průměr trubky ød [m]	0,0503
rozteč trubek s [m]	0,0850
spalinový kanál	
výška A [m]	6,0080
šířka B [m]	3,0790
délka C [m]	7,0550
úhel zkosení β [°]	18,0000

### Celková plocha doplňkové plochy v prostoru SH3a

$$S_{sh3a}^{DP} = x_{it} \cdot S_{sh3a}^{dp} = 0,7812 \cdot 92,0856 \text{ m}^2 = 71,9350 \text{ m}^2 \quad (7.40)$$

$$S_{sh3a}^{dp} [\text{m}^2] \dots \text{geometrická plocha doplňkových ploch (šedé plochy na obrázku 7.4)}$$

Parametry média

### ***Střední teplota a střední tlak parovodní směsi***

Jelikož jsou doplňkové plochy součástí výparníku, uvažujeme střední teplotu parovodní směsi proudící uvnitř trubek doplňkových ploch jako teplotu sytosti viz návrhové parametry vody a páry. Stejně tak uvažujeme o tlaku.

$$\bar{t}_p = 310,6312\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7.41)$$

$$\bar{p}_p = 9,9500\text{ MPa} \quad (7.42)$$

### Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny pro podélné obtékání

$$\alpha_{1,pod} = \xi \cdot (\alpha_{k,pod} + \alpha_s) \quad (7.43)$$

### *Součinitel přestupu tepla sáláním*

Součinitel přestupu tepla sáláním se určí podle vztahu 7.28. Hodnoty všech veličin zůstávají stejné jako v případě výpočtu pro přehřívák SH3a kromě absolutní teploty zaprášeného povrchu stěn, jejíž hodnotu určíme nyní.

### *Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn*

$$T_z = \bar{T}_p + \varepsilon \cdot \frac{\dot{Q}_{sh3a}^{DP} + x^{SH3a} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot Q_{s,p}^{SH3a}}{S_{sh3a}^{DP}} \cdot 10^3 \quad (7.44)$$

$$\{T_z\} = 583,7812 + 0,0043 \cdot \frac{1596,4073 + 0,5425 \cdot 24,6421 \cdot 5,8847}{71,935} \cdot 10^3$$

$$T_z = 683,9107\text{ K}$$

Nyní dle vzorce 7.28 vypočítáme součinitel přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,3932 \cdot 1101,6407^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{683,9107}{1101,6407} \right)^4}{1 - \left( \frac{683,9107}{1101,6407} \right)}$$

$$\alpha_s = 60,5568\text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Jelikož součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné obtékání je totožný jako v případě výpočtu přehříváku SH3a můžeme nyní přistoupit k celkovému součiniteli přestupu tepla ze spalin do stěny pro podélné obtékání dle vzorce 7.43.

$$\alpha_{1,pod} = 1 \cdot (10,8665\text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 60,5568\text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) = 71,4233\text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

### Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_{1,pod} = 0,6 \cdot 71,4233\text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 42,8540\text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.45)$$

### Teplotní spád

Teplotní spád doplňkové plochy zapojené paralelně se základní (přehřívák SH3a) se určí z rozdílu středních teplot spalin a pracovní látky v doplňkové ploše, tj. následovně.

$$\Delta t = \bar{t}_{sp} - \bar{t}_p = 828,4907\text{ }^{\circ}\text{C} - 310,6312\text{ }^{\circ}\text{C} = 517,8594\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7.46)$$

### Tepelný výkon

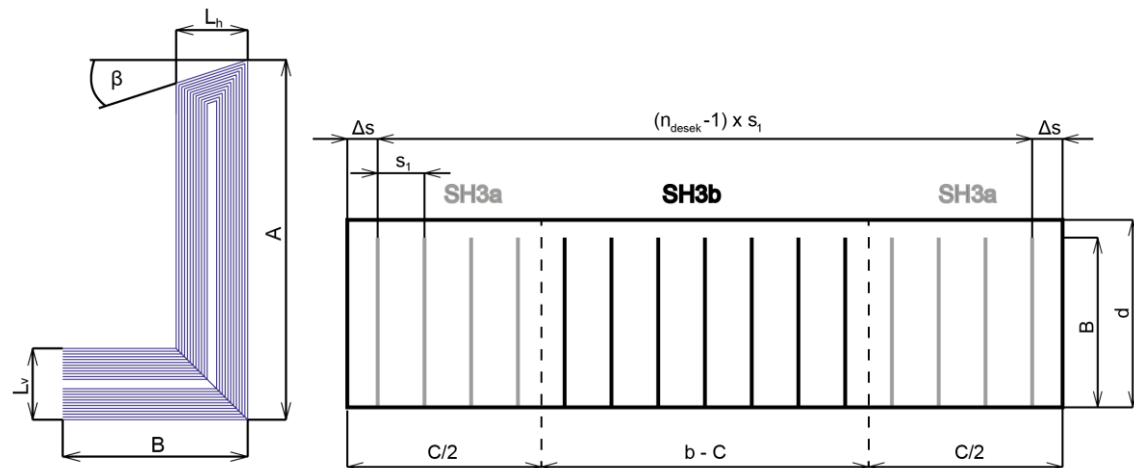
$$\dot{Q}_{sh3a}^{DP} = k \cdot S_{sh3a}^{DP} \cdot \Delta t = 42,854\text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 71,935\text{ m}^2 \cdot 517,8594\text{ }^{\circ}\text{C} = 1596,4071\text{ kW} \quad (7.47)$$

Z výše uvedeného je vidět, že náš prvotní odhad se liší od skutečného až na čtvrtém desetinném místě (vlivem iteračního postupu) – lze jej pokládat za dostatečně přesný.



## 7.3 Deskový přehřívač SH3b

### Geometrie



Obr. 7.5 – Schéma geometrie přehřívačů SH3b a příslušného prostoru spalínového kanálu

Tab. 7.3 – Geometrie přehřívačů SH3b a příslušného prostoru spalínového kanálu

přehřívač SH3b		spalínový kanál	
vnější průměr trubky $\varnothing D$ [m]	0,0445	výška A [m]	6,0080
tloušťka stěny $\delta_{tr}$ [m]	0,0056	šířka B [m]	3,0790
vnitřní průměr trubky $\varnothing d$ [m]	0,0333	délka C [m]	5,9500
příčná rozteč $s_1$ [m]	0,8500	celková délka b [m]	13,0050
podélná rozteč $s_2$ [m]	0,0470	délka výstup. okna d [m]	3,4000
počet trubek v desce $n_{td}$ [-]	12	úhel zkosení $\beta$ [°]	18,0000
počet desek $n_d$ [-]	7		
vertikální mezera $\Delta l_v$ [m]	0,1060		
horizontální mezera $\Delta l_h$ [m]	0,1000		
		prostor SH3b k SH3 $x^{SH3b}$ [-]	0,4575

Vertikální a horizontální šířka desky zůstávají stejné jako v případě přehřívačů SH3a.

$$L_v = 1,1400 \text{ m} \quad L_h = 1,1340 \text{ m}$$

Stejně tak oboustranná plocha 1 desky.

$$S_{ld}^{SH3b} = S_{ld}^{SH3a} = 17,6429 \text{ m}^2 \quad (7.48)$$

**Celková oboustranná plocha všech desek přehřívačů SH3b**

$$S^{SH3b} = x_u \cdot n_d \cdot S_{ld}^{SH3b} = 0,9603 \cdot 7 \cdot 17,6429 \text{ m}^2 = 118,6017 \text{ m}^2 \quad (7.49)$$

### Parametry média a spalín

#### Sřední teplota páry

$$\bar{t}_p = \frac{t_p^{out} + t_p^{in}}{2} = \frac{436^\circ\text{C} + 415^\circ\text{C}}{2} = 425,5^\circ\text{C} \quad (7.50)$$

***Střední tlak páry***

$$\bar{p}_p = \frac{p_p^{out} + p_p^{in}}{2} = \frac{9,39\text{MPa} + 9,58\text{MPa}}{2} = 9,485\text{MPa} \quad (7.51)$$

***Střední měrný objem páry***

Střední měrný objem páry je určen pomocí aplikace X Steam jako funkce střední teploty páry a středního tlaku páry.

$$\bar{v}_p = 0,0300 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.52)$$

***Rychlost páry***

$$w_p = \frac{(\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v2}) \cdot \bar{v}_p \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{td} \cdot n_d} \quad (7.53)$$

$$w_p = \frac{(55,5556 - 1,148) \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,03 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,0333 \text{ m})^2 \cdot 12 \cdot 7} = 22,3050 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

***Střední teplota spalin***

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{802,4281^\circ\text{C} + 859,3598^\circ\text{C}}{2} = 830,8939^\circ\text{C} \quad (7.54)$$

***Skutečné množství spalin s příslušným přebytkem vzduchu***

$$V_{sp} = V_{sp \min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz \min} \quad (7.55)$$

$$V_{sp} = 3,0378 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} + (1,35 - 1) \cdot 2,0846 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} = 3,7674 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

***Skutečný průtok spalin***

$$\dot{V}_{sp} = x^{SH3b} \cdot V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (7.56)$$

$$\dot{V}_{sp} = 0,4575 \cdot 3,7674 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 24,6421 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{830,8939^\circ\text{C} + 273,15}{273,15} = 171,6769 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

***Střední spalinový průřez***

$$\bar{F} = \frac{2 \cdot F_o \cdot F_{sv}}{F_o + F_{sv}} = \frac{2 \cdot 18,3201 \text{ m}^2 \cdot 35,7476 \text{ m}^2}{18,3201 \text{ m}^2 + 35,7476 \text{ m}^2} = 24,2251 \text{ m}^2 \quad (7.57)$$

$$F_o \left[ \text{m}^2 \right] \dots \text{vstupní průřez prostoru SH3b}$$

$$F_{sv} \left[ \text{m}^2 \right] \dots \text{výstupní průřez prostoru SH3b}$$

$$F_o = B \cdot (b - C) = 3,079 \text{ m} \cdot 5,95 \text{ m} = 18,3201 \text{ m}^2 \quad (7.58)$$

$$F_{sv} = A \cdot (b - C) = 6,008 \text{ m} \cdot 5,95 \text{ m} = 35,7476 \text{ m}^2 \quad (7.59)$$

**Rychlost spalín**

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{171,6769 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{24,2251 \text{ m}^2} = 7,0867 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.60)$$

**Sálavé teplo z ohniště**

Z obdobných důvodů jako v případě přehříváku SH3a uvažujeme sálavé teplo z ohniště. Postup výpočtu je totožný.

**7.3.1.1 Hustota tepelného toku procházejícího výstupním průřezem ohniště**

Hodnota hustoty tepelného toku je stejná jako v případě přehříváku SH3a.

$$q_0 = \delta \cdot y_h \cdot \bar{q} = 1 \cdot 0,7 \cdot 87,8597 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} = 61,5018 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$$

**Hustota tepelného toku procházejícího výstupním průřezem ohříváku**

$$q_{sv} = y_h \cdot \bar{q} \cdot \frac{F_o}{F_{sv}} \cdot (1-a) \cdot \varphi_{o-sv} + 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot \psi_{sv} \cdot a \cdot \left( \frac{\bar{T}_{sp}}{100} \right)^4 \quad (7.61)$$

$\psi_{sv} [-]$ ...součinitel tepelné efektivity svazku

**Stupeň černosti proudu spalín**

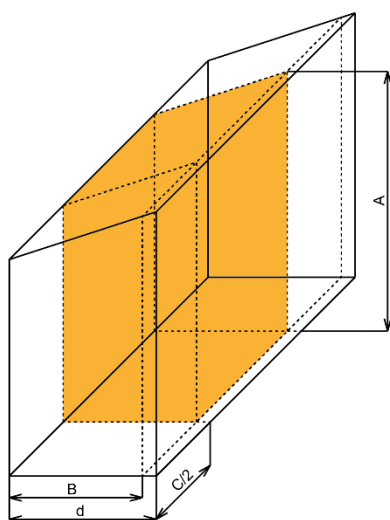
$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (7.62)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 3,8469 \cdot 0,0997 \cdot 1,3466 = 0,5166 \quad (7.63)$$

Výpočet jednotlivých veličin dle stejného komentáře jako u přehříváku SH3a. Výjimku tvoří jen efektivní tloušťka sálavé vrstvy, která je určena níže.

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{S^{SH3b} + F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{95,6251 \text{ m}^3}{118,6017 \text{ m}^2 + 137,0425 \text{ m}^2} = 1,3466 \text{ m} \quad (7.64)$$



Obr. 7.6 – Schéma k určení e. sálavé tloušťky – SH3b

Obě výše definované veličiny lze vypočítat z jednoduchých, ale rozsáhlých výpočtů geometrie. Názorně je však zobrazuje obrázek vpravo – objem V je oranžový objem spalinového kanálu a plocha  $F_{st}$  je suma všech ploch tento objem uzavírajících.

Po dosazení do rovnice 7.62 získáme stupeň černosti ohniště.

$$a = 1 - e^{-0,5166} = 0,4035$$

### Úhlový součinitel ohniště – svazek

Úhlový součinitel je stejný jako v případě přehříváku SH3a.

$$\varphi_{o-sv} = 0,3325 \quad (7.65)$$

Nyní již lze dosadit do vztahu 7.61 a získat hustotu tep. toku opouštějícího prostor SH3b.

$$\{q_{sv}\} = 0,7 \cdot 87,8597 \cdot \frac{18,3201}{35,7476} \cdot (1 - 0,4035) \cdot 0,3325 + 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,6 \cdot 0,4035 \cdot \left(\frac{1104,0439}{100}\right)^4$$

$$q_{sv} = 26,7526 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$$

### Sálavé teplo z ohniště a prostoru SH3b zachycené v prostoru SH3b

$$Q_{s,dp}^{SH3b} = \frac{q_o \cdot F_o - q_{sv} \cdot F_{sv}}{x^{SH3b} \cdot \dot{M}_{pv}} \quad (7.66)$$

$$Q_{s,dp}^{SH3b} = \frac{61,5018 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 18,3201 \text{ m}^2 - 26,7526 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 35,7476 \text{ m}^2}{0,4575 \cdot 24,6421 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}} = 15,1120 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

### Část sálavého tepla z ohniště, kterou převezme přehřívák SH3b

$$Q_{s,d}^{SH3b} = \frac{S^{SH3b}}{S^{SH3b} + S_{sh3b}^{DP}} \cdot Q_{s,dp}^{SH3b} \quad (7.67)$$

$$Q_{s,d}^{SH3a} = \frac{118,6017 \text{ m}^2}{118,6017 \text{ m}^2 + 38,3228 \text{ m}^2} \cdot 15,1120 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 11,4215 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$S_{sh3b}^{DP} [\text{m}^2]$  ... plocha doplňkových ploch v prostoru SH3b (určena v kapitole 7.4)

### Část sálavého tepla z ohniště, kterou převezmou doplňkové plochy

$$Q_{s,p}^{SH3b} = Q_{s,dp}^{SH3b} - Q_{s,d}^{SH3b} = 15,1120 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 11,4215 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 3,6905 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.68)$$

### Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny pro příčné obtékání

$$\alpha_{1,př} = \xi \cdot \left( \alpha_{k,př} \cdot \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot s_2 \cdot x_{it}} + \alpha_s \right) \quad (7.69)$$

### Součinitel přestupu tepla konvekci

$$\alpha_{k,př} = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,33} \quad (7.70)$$

$C_Z [-]$ ...oprava na počet podélných řad

$\lambda_{sp} = 0,1047 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti spalín

$\nu_{sp} = 1,4287 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita spalín

$\text{Pr}_{sp} = 0,6523 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro spaliny

### **Oprava na uspořádání svazku**

Hodnota opravy na uspořádání svazku je stejná jako v případě přehříváku SH3a.

$$C_S = 0,5780 \quad (7.71)$$

Po dosazení do rovnice pro součinitel přestupu tepla konvekcí dostáváme následující.

$$\{\alpha_{k,p\bar{r}}\} = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,578 \cdot \frac{0,1047}{0,0445} \cdot \left( \frac{7,0867 \cdot 0,0445}{1,4287 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,6523^{0,33}$$

$$\alpha_{k,p\bar{r}} = 35,2362 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

### **Součinitel přestupu tepla sáláním**

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_Z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_Z}{\bar{T}_{sp}} \right)} \quad (7.72)$$

$a_{st} [-]$ ...stupeň černosti povrchu stěn

$a [-]$ ...stupeň černosti proudu spalín (vzorec 7.62)

### **Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn**

$$T_Z = \bar{T}_p + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{\dot{Q}^{SH3b} + \dot{M}_{pv} \cdot Q_{s,d}^{SH3b}}{S^{SH3b}} \cdot 10^3 \quad (7.73)$$

$\varepsilon [-]$ ...součinitel znečištění výhřevné plochy

Pro výpočet vzorce 7.73 je nutné určit součinitel přestupu tepla ze stěny do média.

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right) \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.74)$$

$\lambda_p = 0,0679 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti páry

$\nu_p = 7,6783 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita páry

$\text{Pr}_p = 1,0661 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro páru

$C_t, C_l, C_m [-]$ ...opravné koeficienty

$$\{\alpha_2\} = 0,023 \cdot \frac{0,0679}{0,0333} \cdot \left( \frac{22,305 \cdot 0,0333}{7,6783 \cdot 10^{-7}} \right) \cdot 1,0661^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 2955,1957 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Po dosazení do rovnice 7.73 dostáváme teplotu zaprášeného povrchu stěn.

$$\{T_z\} = 698,65 + \left( 0,0059 + \frac{1}{2955,1957} \right) \cdot \frac{3418,9322 + 24,6421 \cdot 11,4215}{118,6017} \cdot 10^3$$

$$T_z = 1105,5435 \text{ K}$$

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,4035 \cdot 1104,0439^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{1105,5435}{1104,0439} \right)^4}{1 - \left( \frac{1105,5435}{1104,0439} \right)}$$

$$\alpha_s = 111,6390 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalín do stěny pro příčné obtékání dle vzorce 7.69.

$$\{\alpha_{1,př}\} = 0,85 \cdot \left( 35,2362 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445}{2 \cdot 0,047 \cdot 0,9603} + 111,639 \right)$$

$$\alpha_{1,př} = 141,2770 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny pro podélné obtékání

$$\alpha_{1,pod} = \xi \cdot \left( \alpha_{k,pod} \cdot \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot s_2 \cdot x_{ii}} + \alpha_s \right) \quad (7.75)$$

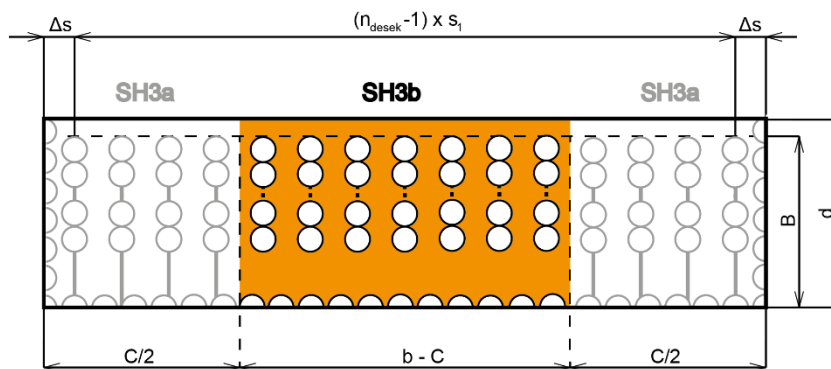
#### *Součinitel přestupu tepla konvekci*

$$\alpha_{k,pod} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}} \right) \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.76)$$

#### **Ekvivalentní průměr**

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot 17,9588 \text{ m}^2}{48,1749 \text{ m}} = 1,4911 \text{ m} \quad (7.77)$$

Světlý průřez kanálu a obvod průřezu kanálu jsou dány geometrií kanálu. Jejich výpočet je jednoduchý, ale rozsáhlý, proto opět uvedeme pouze ilustrační schéma popisující jejich výpočet. Na obrázku níže je světlý průřez kanálu oranžová plocha a obvod průřezu kanálu je obvod všech prvků ohraničující tuto plochu a uvnitř této plochy.



Obr. 7.7 – Schéma pro určení ekvivalentního průměru – SH3b

$$\{\alpha_{k,pod}\} = 0,023 \cdot \frac{0,1047}{1,4911} \cdot \left( \frac{7,0867 \cdot 1,4911}{1,4287 \cdot 10^{-4}} \right) \cdot 0,6523^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_{k,pod} = 10,6975 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\{\alpha_{1,pod}\} = 0,85 \cdot \left( 10,6975 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445}{2 \cdot 0,047 \cdot 0,9603} + 111,639 \right)$$

$$\alpha_{1,pod} = 108,9750 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{k_{pod} \cdot S_{pod} + k_{př} \cdot S_{př}}{S_{pod} + S_{př}} \quad (7.78)$$

$S_{pod} [\text{m}^2]$  ...výhřevná plocha s podélným prouděním (zvoleno dle konzultace)

$S_{př} [\text{m}^2]$  ...výhřevná plocha s příčným prouděním (doplňk do celkové plochy)

Součinitel prostupu tepla pro příčné obtékání

$$k_{př} = \frac{\alpha_{1,př}}{1 + \alpha_{1,př} \cdot \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot (1 + m)} \quad (7.79)$$

$m [-]$  ...podíl tepla vysálaného z ohniště a tepla odevzdaného přehříváku SH3b

$$\{k_{př}\} = \frac{142,277}{1 + 141,277 \cdot \left( 0,0059 + \frac{1}{2955,1957} \right) \cdot (1 + 0,0381)}$$

$$k_{př} = 73,8605 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla pro podélné obtékání

$$k_{pod} = \frac{\alpha_{1,pod}}{1 + \alpha_{1,pod} \cdot \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot (1 + m)} \quad (7.80)$$

$$\{k_{pod}\} = \frac{108,975}{1 + 108,975 \cdot \left( 0,0059 + \frac{1}{2955,1975} \right) \cdot (1 + 0,0381)}$$

$$k_{pod} = 63,9503 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výsledný součinitel prostupu tepla na deskovém přehříváku SH3b je tedy následující.

$$\{k\} = \frac{63,9503 \cdot 28 + 73,8605 \cdot 90,6017}{28 + 90,6017}$$

$$k = 71,5209 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Teplotní spád

Teplotní spád se počítá analogicky jako v případě přehříváku SH3a.

$$\Delta t = \bar{t}_{sp} - \bar{t}_p = 830,8939^\circ\text{C} - 425,5000^\circ\text{C} = 405,3939^\circ\text{C} \quad (7.81)$$

Tepelný výkon

Tepelný výkon spalin, který přejde do přehříváku SH3b je následující.

$$\dot{Q}_{tep}^{SH3b} = k \cdot S^{SH3b} \cdot \Delta t \quad (7.82)$$

$$\dot{Q}_{tep}^{SH3b} = 71,5209 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 118,6017 \text{ m}^2 \cdot 405,3939^\circ\text{C} = 3438,7538 \text{ kW}$$

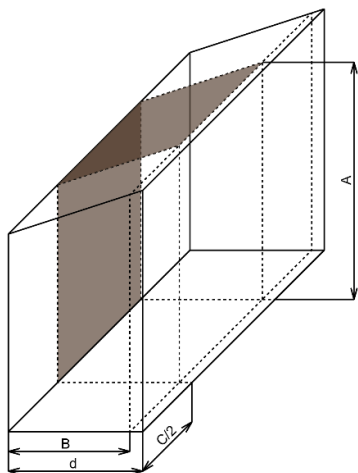
Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}_{tep}^{SH3b} - \dot{Q}_{tep}^{SH3a}}{\dot{Q}_{tep}^{SH3b}} = \frac{3418,9322 \text{ kW} - 3438,7538 \text{ kW}}{3418,9322 \text{ kW}} \cdot 100\% = -0,5764\% \quad (7.83)$$



## 7.4 Doplnková plocha v prostoru SH3b

### Geometrie



Obr. 7.8 – Doplnkové plochy  
v oblasti SH3b (vyznačeny šedou)

Tab. 7.4 – Geometrie doplňkových ploch v SH3b

doplňková plocha v prostoru SH3b	
vnější průměr trubky øD [m]	0,0603
tloušťka stěny δ <sub>tr</sub> [m]	0,0050
vnitřní průměr trubky ød [m]	0,0503
rozteč trubek s [m]	0,0850
spalinový kanál	
výška A [m]	6,0080
šířka B [m]	3,0790
délka b-C [m]	5,9500
úhel zkosení β [°]	18,0000

### Celková plocha doplňkové plochy v prostoru SH3b

$$S_{sh3b}^{DP} = x_{it} \cdot S_{sh3b}^{dp} = 0,7812 \cdot 49,0579 \text{ m}^2 = 38,3228 \text{ m}^2 \quad (7.84)$$

$$S_{sh3b}^{dp} [\text{m}^2] \dots \text{geometrická plocha doplňkových ploch (šedé plochy na obrázku 7.8)}$$

### Parametry média

#### Sřední teplota a střední tlak parovodní směsi

$$\bar{t}_p = 310,6312 \text{ °C} \quad (7.85)$$

$$\bar{p}_p = 9,9500 \text{ MPa} \quad (7.86)$$

### Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny pro podélné obtékání

$$\alpha_{1,pod} = \xi \cdot (\alpha_{k,pod} + \alpha_s) \quad (7.87)$$

### Součinitel přestupu tepla sáláním

Součinitel přestupu tepla sáláním se určí podle vztahu 7.72. Hodnoty všech veličin zůstávají stejné jako v případě výpočtu pro přehřívák SH3b kromě absolutní teploty zaprášeného povrchu stěn, jejíž hodnotu určíme nyní.

### Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn

$$T_z = \bar{T}_p + \varepsilon \cdot \frac{\dot{Q}_{sh3b}^{DP} + x^{SH3b} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot Q_{s,p}^{SH3b}}{S_{sh3b}^{DP}} \cdot 10^3 \quad (7.88)$$

$$\{T_z\} = 583,7812 + 0,0043 \cdot \frac{877,7367 + 0,4575 \cdot 24,6421 \cdot 3,6905}{38,3228} \cdot 10^3$$

$$T_z = 686,9359 \text{ K}$$

Nyní dle vzorce 7.72 vypočítáme součinitel přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,4035 \cdot 1104,0439^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{686,9359}{1104,0439}\right)^4}{1 - \left(\frac{686,9359}{1104,0439}\right)}$$

$$\alpha_s = 62,6749 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Jelikož součinitel přestupu tepla konvekci pro podélné obtékání je totožný jako v případě výpočtu přehřívačku SH3b můžeme nyní přistoupit k celkovému součiniteli přestupu tepla ze spalin do stěny pro podélní obtékání dle vzorce 7.87.

$$\alpha_{1,pod} = 1 \cdot (10,6975 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 62,6749 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) = 73,3724 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_{1,pod} = 0,6 \cdot 73,3724 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 44,0234 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.89)$$

#### Teplotní spád

$$\Delta t = \bar{t}_{sp} - \bar{t}_p = 830,8939^\circ\text{C} - 310,6312^\circ\text{C} = 520,2627^\circ\text{C} \quad (7.90)$$

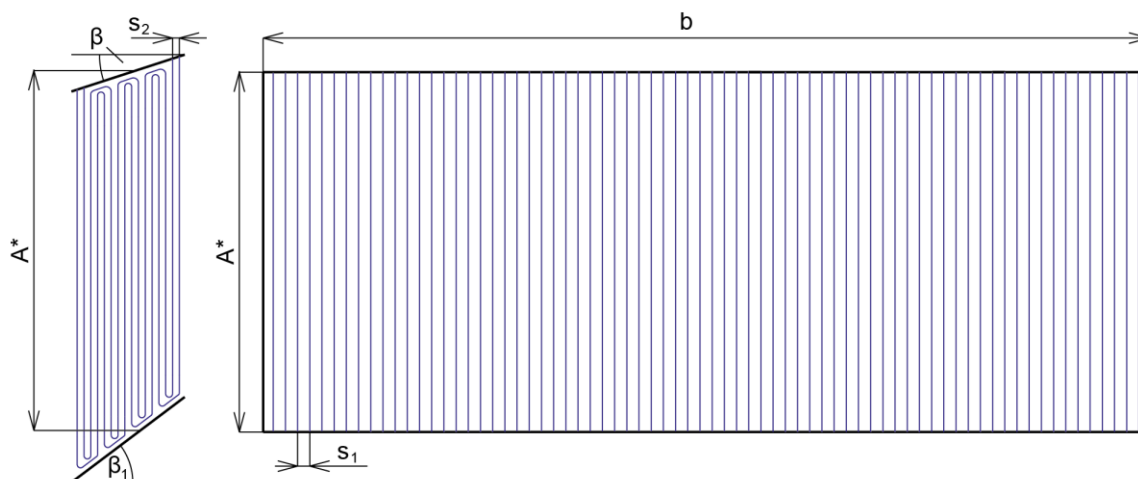
#### Tepelný výkon

$$\dot{Q}_{sh3b}^{DP} = k \cdot S_{sh3b}^{DP} \cdot \Delta t = 44,0234 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 38,3228 \text{ m}^2 \cdot 520,2627^\circ\text{C} = 877,7364 \text{ kW} \quad (7.91)$$

Náš prvotní odhad se opět liší od navrhnutého o jednu desetinu. Lze jej proto považovat za dostatečně přesný.

## 7.5 Přehřívač SH4

### Geometrie



Obr. 7.9 – Schéma geometrie přehřívačku SH4 a příslušného prostoru spalinového kanálu

Tab. 7.5 – Geometrie přehříváku SH4 a příslušného prostoru spalínového kanálu

přehřívák SH4		spalínový kanál	
vnější průměr trubky $\varnothing D$ [m]	0,0380	střední výška $A^*$ [m]	5,2765
tloušťka stěny $\delta_{tr}$ [m]	0,0056	celková délka $b$ [m]	13,0050
vnitřní průměr trubky $\varnothing d$ [m]	0,0268	úhel zkosení $\beta$ [°]	18,0000
příčná rozteč $s_1$ [m]	0,1790	úhel zkosení $\beta_1$ [°]	37,0000
podélná rozteč $s_2$ [m]	0,1000		
počet trubek v řadě $n_{tr}$ [-]	72		
počet řad $n_r$ [-]	16		

***Střední průřez v oblasti přehříváku SH4***

$$F^* = b \cdot A^* = 13,005m \cdot 5,2765m = 68,6212m^2 \quad (7.92)$$

***Celková plocha přehříváku SH4***

$$S^{SH4} = \pi \cdot D \cdot A^* \cdot n_{tr} \cdot n_r = \pi \cdot 0,038m \cdot 5,2765m \cdot 72 \cdot 16 = 725,6612m^2 \quad (7.93)$$

**Parametry média a spalín*****Střední teplota páry***

$$\bar{t}_p = \frac{t_p^{out} + t_p^{in}}{2} = \frac{520^\circ C + 417^\circ C}{2} = 468,5^\circ C \quad (7.94)$$

***Střední tlak páry***

$$\bar{p}_p = \frac{p_p^{out} + p_p^{in}}{2} = \frac{9,3MPa + 9,39MPa}{2} = 9,345MPa \quad (7.95)$$

***Střední měrný objem páry***

Střední měrný objem páry je určen pomocí aplikace X Steam jako funkce střední teploty páry a středního tlaku páry.

$$\bar{v}_p = 0,0332m^3 \cdot kg^{-1} \quad (7.96)$$

***Rychlost páry***

Ve jmenovateli je dvojnásobný počet trubek v řadě, což zohledňuje skutečnost, že pára v přehříváku SH4 proudí paralelně dvěma řadami zároveň.

$$w_p = \frac{\dot{m}_{pp} \cdot \bar{v}_p \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot 2 \cdot n_{tr}} \quad (7.97)$$

$$w_p = \frac{55,5556kg \cdot s^{-1} \cdot 0,0332m^3 \cdot kg^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,0268m)^2 \cdot 2 \cdot 72} = 22,7273m \cdot s^{-1}$$

***Střední teplota spalín***

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{711,4064^\circ C + 799,8453^\circ C}{2} = 755,6259^\circ C \quad (7.98)$$

**Skutečné množství spalín s příslušným přebytkem vzduchu**

$$V_{sp} = V_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min} \quad (7.99)$$

$$V_{sp} = 3,0378\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} + (1,35 - 1) \cdot 2,0846\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} = 3,7674\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

**Skutečný průtok spalín**

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (7.100)$$

$$\dot{V}_{sp} = 3,7674\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 24,6421\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{755,6259^\circ\text{C} + 273,15}{273,15} = 349,6549\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

**Střední spalínový průřez**

$$\bar{F} = F^* - D \cdot A^* \cdot n_{tr} = 68,6212\text{m}^2 - 0,038\text{m} \cdot 5,2765\text{m} \cdot 72 = 54,1846\text{m}^2 \quad (7.101)$$

**Rychlost spalín**

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{349,6549\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{54,1846\text{m}^2} = 6,4530\text{m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.102)$$

**Sálavé teplo z ohniště**

Jelikož má přehřívák SH4 více jak 5 řad, lze předpokládat, že zachytí všechno sálavé teplo z ohniště, které opustilo předchozí prostor, tj. prostor přehříváku SH3a a SH3b.

**Celkové sálavé teplo vstupující do prostoru přehříváku SH4**

$$Q_{s,dp}^{SH4} = \frac{q_{sv}^{(SH3a)} \cdot F_{sv}^{(SH3a)} + q_{sv}^{(SH3b)} \cdot F_{sv}^{(SH3b)}}{\dot{M}_{pv}} \quad (7.103)$$

$$\{Q_{s,dp}^{SH4}\} = \frac{26,1657 \cdot 42,3864 + 26,7526 \cdot 35,7476}{24,6421}$$

$$Q_{s,dp}^{SH4} = 83,8162\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

**Část sálavého tepla z ohniště, kterou převezme přehřívák SH4**

$$Q_{s,d}^{SH4} = \frac{S^{SH4}}{S^{SH4} + S_{sh4}^{DP}} \cdot Q_{s,dp}^{SH4} \quad (7.104)$$

$$Q_{s,d}^{SH4} = \frac{725,6612\text{m}^2}{725,6612\text{m}^2 + 47,4697\text{m}^2} \cdot 83,8162\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 78,6700\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$S_{sh4}^{DP} [\text{m}^2] \dots \text{plocha doplňkových ploch v prostoru SH4 (určena v kapitole 7.6)}$$

**Část sálavého tepla z ohniště, kterou převezmou doplňkové plochy**

$$Q_{s,p}^{SH4} = Q_{s,dp}^{SH4} - Q_{s,d}^{SH4} = 83,8162\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 78,67\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 5,1463\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.105)$$

**Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny**

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (7.106)$$

**Součinitel přestupu tepla konvekci**

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \quad (7.107)$$

$C_Z [-]$ ...oprava na počet podélných řad

$\lambda_{sp} = 0,0973 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti spalín

$\nu_{sp} = 1,2715 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita spalín

$Pr_{sp} = 0,6598 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro spaliny

**Oprava na uspořádání svazku**

Jelikož je poměrná příčná rozteč menší jak 1,5 a také poměrná podélná rozteč větší jak 2 pokládáme opravu na uspořádání svazku rovnu 1.

$$C_S = 1 \quad (7.108)$$

$$\{\alpha_k\} = 0,2 \cdot 1 \cdot \frac{0,0973}{0,038} \cdot \left( \frac{6,453 \cdot 0,038}{1,2715 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,6598^{0,33}$$

$$\alpha_k = 60,9660 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

**Vliv volných prostorů před přehřívákem SH4 na sálání ve svazku**

Vliv volných prostorů před svazkem na sálání ve svazku se vypočítá vynásobením součinitele přestupu tepla sáláním součinitelem  $k_0$ , jehož výpočet je proveden v této podkapitole.

$$k_0 = \left[ 1 + A \cdot \left( \frac{T_0}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{l_0}{l_s} \right)^{0,07} \right] \quad (7.109)$$

$A [-]$ ...koeficient vyjadřující druh spalovaného paliva

$T_{sp}^{in} [K]$ ...teplota spalín na vstupu do prostoru SH4

$l_0 [m]$ ...hloubka volného objemu před svazkem

$l_s [m]$ ...hloubka svazku

$$k_0 = \left[ 1 + 0,5 \cdot \left( \frac{1072,9953 \text{ K}}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{0,321 \text{ m}}{1,5 \text{ m}} \right)^{0,07} \right] = 1,4568$$

**Součinitel přestupu tepla sáláním**

$$\alpha_s = k_0 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)} \quad (7.110)$$

$a_{st} [-]$ ...stupeň černosti povrchu stěn

**Stupeň černosti proudu spalín**

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (7.111)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 6,5606 \cdot 0,0997 \cdot 0,5056 = 0,3308 \quad (7.112)$$

Výpočet jednotlivých veličin dle stejného komentáře jako u přehříváku SH3b. Výjimku tvoří jen efektivní tloušťka sálavé vrstvy, která je určena níže.

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038m \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{0,179m \cdot 0,1m}{(0,038m)^2} - 1 \right) = 0,5056 \quad (7.113)$$

Nyní lze dosadit do vztahu 7.111 a dopočítat stupeň černosti proudu spalín.

$$a = 1 - e^{-0,3308} = 0,2816$$

**Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn**

$$T_Z = \bar{T}_p + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{\dot{Q}^{SH4} + \dot{M}_{pv} \cdot Q_{s,d}^{SH4}}{S^{SH4}} \cdot 10^3 \quad (7.114)$$

$\varepsilon [-]$ ...součinitel znečištění výhřevné plochy

Pro výpočet vzorce 7.114 je nutné určit součinitel přestupu tepla ze stěny do média.

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right) \cdot Pr_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.115)$$

$\lambda_p = 0,0714 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti páry

$\nu_p = 9,1423 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita páry

$Pr_p = 1,0112 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro páru

$C_t, C_l, C_m [-]$ ...opravné koeficienty

$$\{\alpha_2\} = 0,023 \cdot \frac{0,0714}{0,0268} \cdot \left( \frac{22,7273 \cdot 0,0268}{9,1423 \cdot 10^{-7}} \right) \cdot 1,0112^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 2807,4066 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Po dosazení do rovnice 7.114 dostáváme teplotu zaprášeného povrchu stěn.

$$\{T_Z\} = 741,65 + \left( 0,0043 + \frac{1}{2807,4066} \right) \cdot \frac{15213,9048 + 24,6421 \cdot 78,67}{725,6612} \cdot 10^3$$

$$T_Z = 851,7089 \text{ K}$$

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 1,4568 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,2816 \cdot 1028,7759^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{851,7089}{1028,7759}\right)^4}{1 - \left(\frac{851,7089}{1028,7759}\right)}$$

$$\alpha_s = 70,6039 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalin do stěny.

$$\alpha_1 = 60,966 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 70,6039 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 131,5699 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

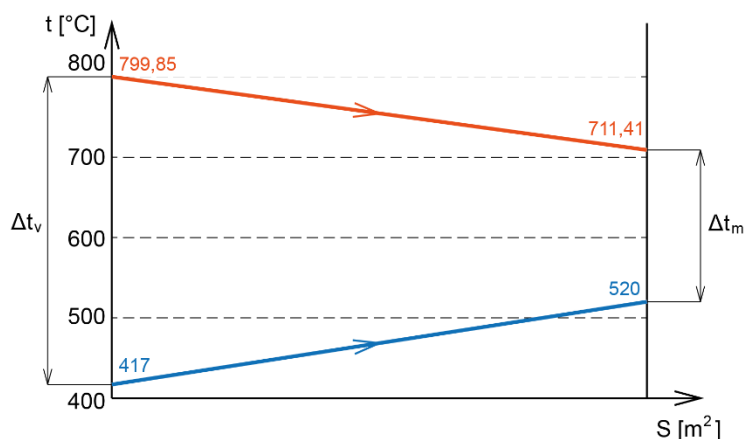
### Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 131,5699 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{1 + \frac{131,5699 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{2807,4066 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}} = 75,4079 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.116)$$

$\psi [-]$ ...součinitel tepelné efektivnosti

### Teplotní spád

Při určování teplotního spádu na přehříváku SH4 uvažujeme souprouté proudění spalin a média.



Obr. 7.10 – Teplotní spád na přehříváku SH4 – bagasa

Pro určení středního logaritmického spádu musíme určit teplotní rozdíl na vstupu a na výstupu z přehříváku SH4.

$$\Delta t_v = t_{sp}^{in} - t_p^{in} = 798,8453^\circ\text{C} - 417^\circ\text{C} = 382,8453^\circ\text{C} \quad (7.117)$$

$$\Delta t_m = t_{sp}^{out} - t_p^{out} = 711,4064^\circ\text{C} - 520^\circ\text{C} = 191,4064^\circ\text{C} \quad (7.118)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{382,8453^\circ\text{C} - 191,4064^\circ\text{C}}{2,3 \cdot \log \frac{382,8453^\circ\text{C}}{191,4064^\circ\text{C}}} = 276,4645^\circ\text{C} \quad (7.119)$$

### Tepelný výkon

Tepelný výkon spalin, který přejde do přehříváku SH4 je následující.

$$\dot{Q}_{tep}^{SH4} = k \cdot S^{SH4} \cdot \Delta t_{ln} \quad (7.120)$$

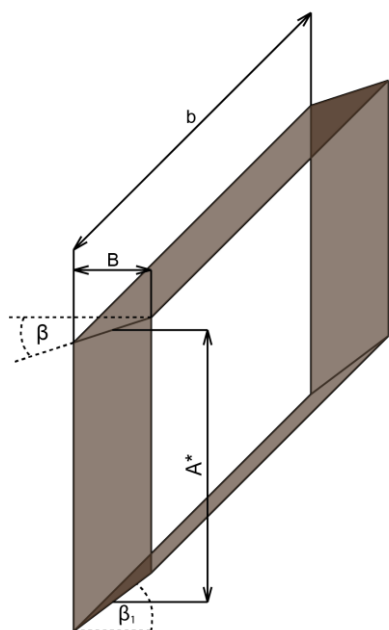
$$\dot{Q}_{tep}^{SH4} = 75,4079 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \cdot 725,6612 m^2 \cdot 276,4645 ^\circ C = 15128,3001 kW$$

Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}^{SH4} - \dot{Q}_{tep}^{SH4}}{\dot{Q}^{SH4}} = \frac{15213,9048 kW - 15128,3001 kW}{15213,9048 kW} \cdot 100\% = 0,5627\% \quad (7.121)$$

## 7.6 Doplnková plocha v prostoru SH4

### Geometrie



Tab. 7.6 – Geometrie doplňkových ploch v SH4

doplňková plocha v prostoru SH4	
vnější průměr trubky øD [m]	0,0603
tloušťka stěny δ <sub>tr</sub> [m]	0,0050
vnitřní průměr trubky ød [m]	0,0503
rozteč trubek s [m]	0,0850
spalinový kanál	
střední výška A* [m]	5,2765
šířka B [m]	1,5000
celková délka b [m]	13,0050
úhel zkosení β [°]	18,0000
úhel zkosení β <sub>1</sub> [°]	37,0000

Obr. 7.11 –Doplňkové plochy v oblasti SH4 (vyznačeny šedou)

### Celková plocha doplňkové plochy v prostoru SH4

$$S_{sh4}^{DP} = x_u \cdot S_{sh4}^{dp} = 0,7812 \cdot 60,767 m^2 = 47,4697 m^2 \quad (7.122)$$

$S_{sh4}^{dp} [m^2]$  ...geometrická plocha doplňkových ploch (šedé plochy na obrázku 7.11)

### Parametry média

#### ***Střední teplota a střední tlak parovodní směsi***

$$\bar{t}_p = 310,6312 ^\circ C \quad (7.123)$$

$$\bar{p}_p = 9,9500 MPa \quad (7.124)$$

#### ***Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny pro podélné obtékání***

$$\alpha_{1,pod} = \xi \cdot (\alpha_{k,pod} + \alpha_s) \quad (7.125)$$



**Součinitel přestupu tepla konvekci**

$$\alpha_{k,pod} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}} \right) \cdot Pr_{sp}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.126)$$

Hodnoty fyzikálních vlastností spalin lze přebrat z výpočtu přehříváku SH4.

**Ekvivalentní průměr**

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot \bar{F}}{2 \cdot (b + A^*) + D \cdot A^* \cdot n_{tr}} \quad (7.127)$$

Světlý průřez kanálu zde bereme jako střední spalinový průřez, který byl vypočítán v kapitole geometrie přehříváku SH4. Obvod průřezu kanálu je dán geometrií kanálu, přičemž je nutné přičíst obvody trubek uvnitř průřezu.

$$d_e = \frac{4 \cdot 54,1864 m^2}{2 \cdot (13,005 m + 5,2765 m) + 0,038 m \cdot 5,2765 m \cdot 72} = 4,2498 m$$

$$\{\alpha_{k,pod}\} = 0,023 \cdot \frac{0,0973}{4,2498} \cdot \left( \frac{6,453 \cdot 4,2498}{1,2715 \cdot 10^{-4}} \right) \cdot 0,6598^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_{k,pod} = 8,2454 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

**Součinitel přestupu tepla sáláním**

Součinitel přestupu tepla sáláním se určí podle vztahu 7.110. Hodnoty všech veličin zůstávají stejné jako v případě výpočtu pro přehřívák SH4 kromě absolutní teploty zaprášeného povrchu stěn, jejíž hodnotu určíme nyní.

**Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn**

$$T_z = \bar{T}_p + \varepsilon \cdot \frac{\dot{Q}_{sh4}^{DP} + \dot{M}_{pv} \cdot Q_{s,p}^{SH4}}{S_{sh4}^{DP}} \cdot 10^3 \quad (7.128)$$

$$\{T_z\} = 583,7812 + 0,0043 \cdot \frac{556,8891 + 24,6421 \cdot 5,1463}{47,4697} \cdot 10^3$$

$$T_z = 645,7139 K$$

Nyní dle vzorce 7.110 vypočítáme součinitel přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,2816 \cdot 1028,7759^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{645,7139}{1028,7759} \right)^4}{1 - \left( \frac{645,7139}{1028,7759} \right)}$$

$$\alpha_s = 35,6927 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny pro podélné obtékání je potom následující.

$$\alpha_{1,pod} = 1 \cdot (8,2454 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} + 35,6927 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}) = 43,9381 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_{1,pod} = 0,6 \cdot 43,9381 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} = 26,3628 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (7.129)$$

Teplotní spád

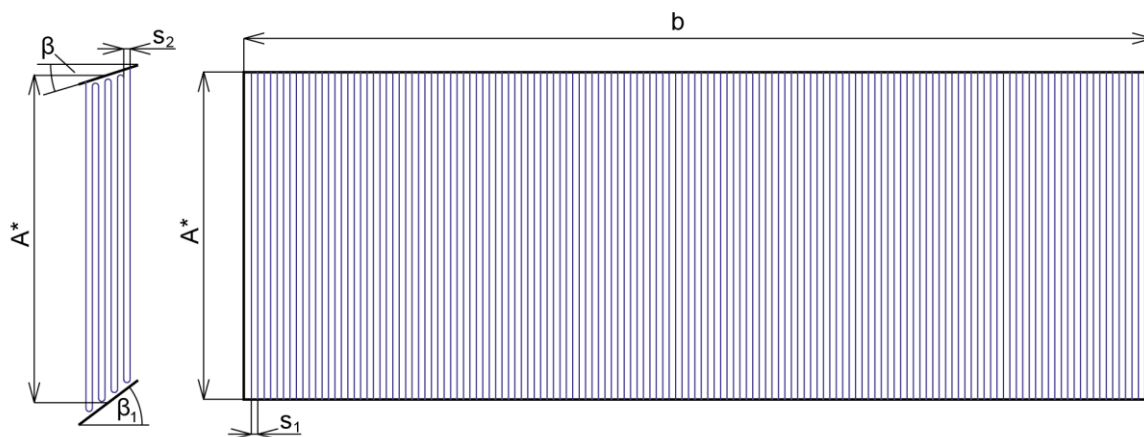
$$\Delta t = \bar{t}_{sp} - \bar{t}_p = 755,6259^\circ C - 310,6312^\circ C = 444,9946^\circ C \quad (7.130)$$

Tepelný výkon

$$\dot{Q}_{sh4}^{DP} = k \cdot S_{sh4}^{DP} \cdot \Delta t = 26,3628 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \cdot 47,4697 m^2 \cdot 444,9946^\circ C = 556,8826 kW \quad (7.131)$$

Náš prvotní odhad se liší od navrhnutého o sedm tisícín. Lze jej proto považovat za dostatečně přesný.

## 7.7 Přehřívak SH2

Geometrie

Obr. 7.12 – Schéma geometrie přehříváku SH2 a příslušného prostoru spalínového kanálu

Tab. 7.7 – Geometrie přehříváku SH2 a příslušného prostoru spalínového kanálu

přehřívak SH2		spalínový kanál	
vnější průměr trubky $\varnothing D$ [m]	0,0380	střední výška $A^*$ [m]	4,5360
tloušťka stěny $\delta_{tr}$ [m]	0,0050	celková délka $b$ [m]	13,0050
vnitřní průměr trubky $\varnothing d$ [m]	0,0280	úhel zkosení $\beta$ [°]	18,0000
příčná rozteč $s_1$ [m]	0,0920	úhel zkosení $\beta_1$ [°]	37,0000
podélná rozteč $s_2$ [m]	0,0900		
počet trubek v řadě $n_{tr}$ [-]	139		
počet řad $n_r$ [-]	8		

***Střední průřez v oblasti přehříváku SH2***

$$F^* = b \cdot A^* = 13,005 m \cdot 4,536 m = 58,9904 m^2 \quad (7.132)$$

***Celková plocha přehříváku SH2***

$$S^{SH2} = \pi \cdot D \cdot A^* \cdot n_{tr} \cdot n_r = \pi \cdot 0,038 m \cdot 4,536 m \cdot 139 \cdot 8 = 602,1565 m^2 \quad (7.133)$$

Parametry média a spalín***Střední teplota páry***

$$\bar{t}_p = \frac{t_p^{out} + t_p^{in}}{2} = \frac{515^\circ\text{C} + 450^\circ\text{C}}{2} = 482,5^\circ\text{C} \quad (7.134)$$

***Střední tlak páry***

$$\bar{p}_p = \frac{p_p^{out} + p_p^{in}}{2} = \frac{9,72\text{MPa} + 9,79\text{MPa}}{2} = 9,755\text{MPa} \quad (7.135)$$

***Střední měrný objem páry***

Střední měrný objem páry je určen pomocí aplikace X Steam jako funkce střední teploty páry a středního tlaku páry.

$$\bar{v}_p = 0,0326 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.136)$$

***Rychlost páry***

$$w_p = \frac{(\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{vl} - \dot{m}_{v2}) \cdot \bar{v}_p \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} \quad (7.137)$$

$$w_p = \frac{(55,5556 - 6,4275 - 1,1148) \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,0326 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,028 \text{ m})^2 \cdot 139} = 18,2993 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

***Střední teplota spalín***

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{656,5983^\circ\text{C} + 711,4064^\circ\text{C}}{2} = 684,0024^\circ\text{C} \quad (7.138)$$

***Skutečné množství spalín s příslušným přebytkem vzduchu***

$$V_{sp} = V_{sp \min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz \min} \quad (7.139)$$

$$V_{sp} = 3,0378 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} + (1,35 - 1) \cdot 2,0846 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} = 3,7674 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

***Skutečný průtok spalín***

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (7.140)$$

$$\dot{V}_{sp} = 3,7674 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 24,6421 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{684,0024^\circ\text{C} + 273,15}{273,15} = 325,3119 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

***Střední spalínový průřez***

$$\bar{F} = F^* - D \cdot A^* \cdot n_{tr} = 58,9904 \text{ m}^2 - 0,038 \text{ m} \cdot 4,536 \text{ m} \cdot 139 = 35,0314 \text{ m}^2 \quad (7.141)$$

***Rychlost spalín***

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{325,3119 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{35,0314 \text{ m}^2} = 9,2863 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.142)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (7.143)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,33} \quad (7.144)$$

$\lambda_{sp} = 0,0900 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  ...součinitel tepelné vodivosti spalín

$\nu_{sp} = 1,1207 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  ...kinematická viskozita spalín

$\text{Pr}_{sp} = 0,6680[-]$  ...Prandtlovo číslo pro spaliny

**Oprava na počet podélných řad**

Pro počet řad  $n_r$  menší jak 10 kusů je nutno koeficient opravy na počet podélných řad počítat podle následujícího vzorce.

$$C_Z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_r - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (8 - 2) = 0,985 \quad (7.145)$$

**Oprava na uspořádání svazku**

Jelikož je poměrná podélná rozteč větší jak 2, pokládáme opravu na uspořádání svazku rovnu 1.

$$C_S = 1 \quad (7.146)$$

$$\{\alpha_k\} = 0,2 \cdot 0,985 \cdot 1 \cdot \frac{0,09}{0,038} \cdot \left( \frac{9,2855 \cdot 0,038}{1,1207 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,668^{0,33}$$

$$\alpha_k = 76,7228 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Vliv volných prostorů před přehřívákem SH2 na sálání ve svazku

$$k_0 = \left[ 1 + A \cdot \left( \frac{T_0}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{l_0}{l_s} \right)^{0,07} \right] \quad (7.147)$$

$A[-]$  ...koeficient vyjadřující druh spalovaného paliva

$T_{sp}^{in} [K]$  ...teplota spalín na vstupu do prostoru SH2

$l_0 [m]$  ...hloubka volného objemu před svazkem

$l_s [m]$  ...hloubka svazku

$$k_0 = \left[ 1 + 0,5 \cdot \left( \frac{984,5564 \text{ K}}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{0,6 \text{ m}}{0,63 \text{ m}} \right)^{0,07} \right] = 1,4964$$

**Součinitel přestupu tepla sáláním**

$$\alpha_s = k_0 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{T}_{sp}}\right)^4}{1 - \left(\frac{T_z}{\bar{T}}\right)^4} \quad (7.148)$$

$a_{st} [-]$ ...stupeň černosti povrchu stěn

**Stupeň černosti proudu spalin**

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (7.149)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 10,4689 \cdot 0,0997 \cdot 0,2155 = 0,2250 \quad (7.150)$$

Výpočet jednotlivých veličin dle stejného komentáře jako u přehříváku SH4. Výjimku tvoří jen efektivní tloušťka sálavé vrstvy, která je určena níže.

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038m \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{0,092m \cdot 0,9m}{(0,038m)^2} - 1 \right) = 0,2155 \quad (7.151)$$

Nyní lze dosadit do vztahu 7.149 a dopočítat stupeň černosti proudu spalin.

$$a = 1 - e^{-0,225} = 0,2015$$

**Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn**

$$T_z = \bar{T}_p + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{\dot{Q}^{SH2}}{S^{SH2}} \cdot 10^3 \quad (7.152)$$

$\varepsilon = 0,0043 [-]$ ...součinitel znečištění výhřevné plochy

Pro výpočet vzorce 7.152 je nutné určit součinitel přestupu tepla ze stěny do média.

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right) \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.153)$$

$\lambda_p = 0,0733 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti páry

$\nu_p = 9,1803 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita páry

$\text{Pr}_p = 1,0032 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro páru

$C_t, C_l, C_m [-]$ ...opravné koeficienty

$$\{\alpha_2\} = 0,023 \cdot \frac{0,0733}{0,028} \cdot \left( \frac{18,2993 \cdot 0,028}{9,1803 \cdot 10^{-7}} \right) \cdot 1,0032^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 2385,1561 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Po dosažení do rovnice 7.152 dostáváme teplotu zaprášeného povrchu stěn.

$$\{T_z\} = 755,65 + \left(0,0043 + \frac{1}{2385,1561}\right) \cdot \frac{8219,9282}{602,1565} \cdot 10^3$$

$$T_z = 820,0717 \text{ K}$$

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 1,4964 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,2015 \cdot 957,152^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{820,0717}{957,1524}\right)^4}{1 - \left(\frac{820,0717}{957,1524}\right)}$$

$$\alpha_s = 43,6632 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalín do stěny.

$$\alpha_1 = 76,7228 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 43,6632 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 120,3860 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

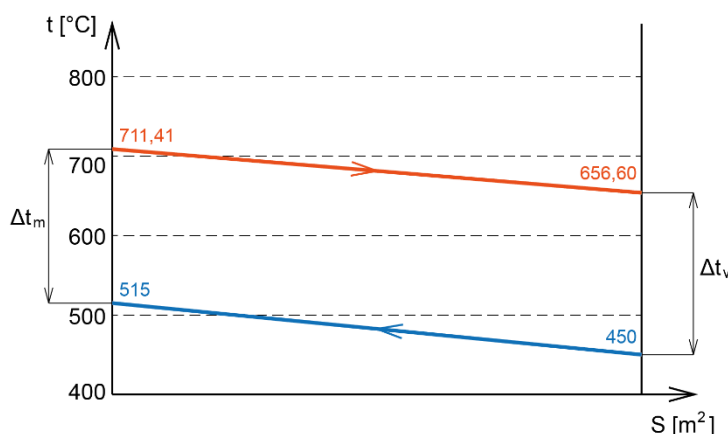
#### Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 120,3860 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{1 + \frac{120,3860 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{2385,1561 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}} = 68,7610 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.154)$$

$\psi [-]$ ...součinitel tepelné efektivity

#### Teplotní spád

Při určování teplotního spádu na přehříváku SH2 uvažujeme protiproudé proudění spalín a média.



Obr. 7.13 – Teplotní spád na přehříváku SH2 – bagasa

Pro určení středního logaritmického spádu musíme určit teplotní rozdíl na vstupu a na výstupu z přehříváku SH2.

$$\Delta t_v = t_{sp}^{out} - t_p^{in} = 656,5983^\circ\text{C} - 450^\circ\text{C} = 206,5983^\circ\text{C} \quad (7.155)$$

$$\Delta t_m = t_{sp}^{in} - t_p^{out} = 711,4064^\circ\text{C} - 515^\circ\text{C} = 196,4064^\circ\text{C} \quad (7.156)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{206,5983^\circ\text{C} - 196,4064^\circ\text{C}}{2,3 \cdot \log \frac{206,5983^\circ\text{C}}{196,4064^\circ\text{C}}} = 201,6858^\circ\text{C} \quad (7.157)$$

Tepelný výkon

Tepelný výkon spalin, který přejde do přehříváku SH2 je následující.

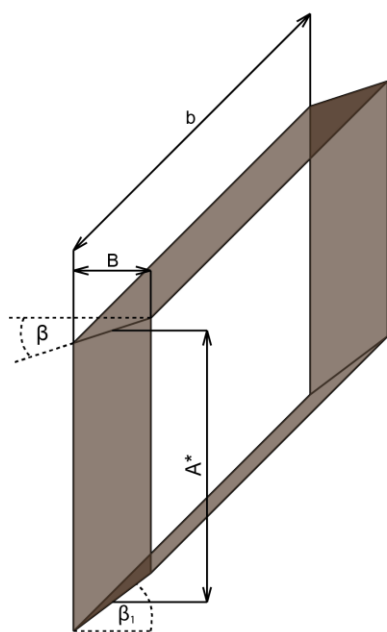
$$\dot{Q}_{tep}^{SH2} = k \cdot S^{SH2} \cdot \Delta t_{ln} \quad (7.158)$$

$$\dot{Q}_{tep}^{SH2} = 68,76\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 602,1565\text{m}^2 \cdot 201,6858^\circ\text{C} = 8350,7828\text{kW}$$

Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}^{SH2} - \dot{Q}_{tep}^{SH2}}{\dot{Q}^{SH2}} = \frac{8219,9282\text{kW} - 8350,7828\text{kW}}{8219,9282\text{kW}} \cdot 100\% = -1,5670\% \quad (7.159)$$

## 7.8 Doplnková plocha v prostoru SH2

Geometrie

Obr. 7.14 – Doplnkové plochy v SH2 –  
(vyznačeny šedou)

Tab. 7.8 – Geometrie doplňkových ploch v SH2

doplňková plocha v prostoru SH2	
vnější průměr trubky øD [m]	0,0603
tloušťka stěny δ <sub>tr</sub> [m]	0,0050
vnitřní průměr trubky ød [m]	0,0503
rozteč trubek s [m]	0,0850
spalinový kanál	
střední výška A* [m]	4,5360
šířka B [m]	0,6300
celková délka b [m]	13,0050
úhel zkosení β [°]	18,0000
úhel zkosení β <sub>1</sub> [°]	37,0000

**Celková plocha doplňkové plochy v prostoru SH2**

$$S_{sh2}^{DP} = x_u \cdot S_{sh2}^{dp} = 0,7812 \cdot 24,5883\text{m}^2 = 19,2084\text{m}^2 \quad (7.160)$$

$$S_{sh2}^{dp} \left[ \text{m}^2 \right] \dots \text{geometrická plocha doplňkových ploch (šedé plochy na obrázku 7.14)}$$

Parametry média

***Střední teplota a střední tlak parovodní směsi***

$$\bar{t}_p = 310,6312^\circ\text{C} \quad (7.161)$$

$$\bar{p}_p = 9,9500 \text{ MPa} \quad (7.162)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny pro podélné obtékání

$$\alpha_{1,pod} = \xi \cdot (\alpha_{k,pod} - \alpha_s) \quad (7.163)$$

Součinitel přestupu tepla konvekci

$$\alpha_{k,pod} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}} \right) \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.164)$$

Hodnoty fyzikálních vlastností spalin lze přebrat z výpočtu přehříváku SH2.

**Ekvivalentní průměr**

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot \bar{F}}{2 \cdot (b + A^*) + D \cdot A^* \cdot n_{tr}} \quad (7.165)$$

Světlý průřez kanálu zde bereme jako střední spalinový průřez, který byl vypočítán v kapitole geometrie přehříváku SH2. Obvod průřezu kanálu je dán geometrií kanálu, přičemž je nutné přičíst obvody trubek uvnitř průřezu.

$$d_e = \frac{4 \cdot 35,0314 \text{ m}^2}{2 \cdot (13,005 \text{ m} + 4,536 \text{ m}) + 0,038 \text{ m} \cdot 4,536 \text{ m} \cdot 139} = 2,3734 \text{ m}$$

$$\{\alpha_{k,pod}\} = 0,023 \cdot \frac{0,09}{2,3734} \cdot \left( \frac{9,2863 \cdot 2,3734}{1,1207 \cdot 10^{-4}} \right) \cdot 0,668^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_{k,pod} = 12,7505 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

Součinitel přestupu tepla sáláním se určí podle vztahu 7.148. Hodnoty všech veličin zůstávají stejné jako v případě výpočtu pro přehřívák SH2 kromě absolutní teploty zaprášeného povrchu stěn, jejíž hodnotu určíme nyní.

**Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn**

$$T_Z = \bar{T}_p + \varepsilon \cdot \frac{\dot{Q}_{sh3}^{DP}}{S_{sh3}^{DP}} \cdot 10^3 \quad (7.166)$$

$$\{T_Z\} = 583,7812 + 0,0043 \cdot \frac{145,5617}{19,2084} \cdot 10^3$$

$$T_Z = 616,3668 \text{ K}$$

Nyní dle vzorce 7.148 vypočítáme součinitel přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,2015 \cdot 957,1524^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{616,3668}{957,1524} \right)^4}{1 - \left( \frac{616,3668}{957,1524} \right)}$$



$$\alpha_s = 21,0766 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny pro podélné obtékání je potom následující.

$$\alpha_{1,pod} = 1 \cdot (12,7505 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 21,0766 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) = 33,8271 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_{1,pod} = 0,6 \cdot 33,8271 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 20,2962 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.167)$$

#### Tepelný spád

$$\Delta t = \bar{t}_{sp} - \bar{t}_p = 684,0024^\circ\text{C} - 310,6312^\circ\text{C} = 373,3711^\circ\text{C} \quad (7.168)$$

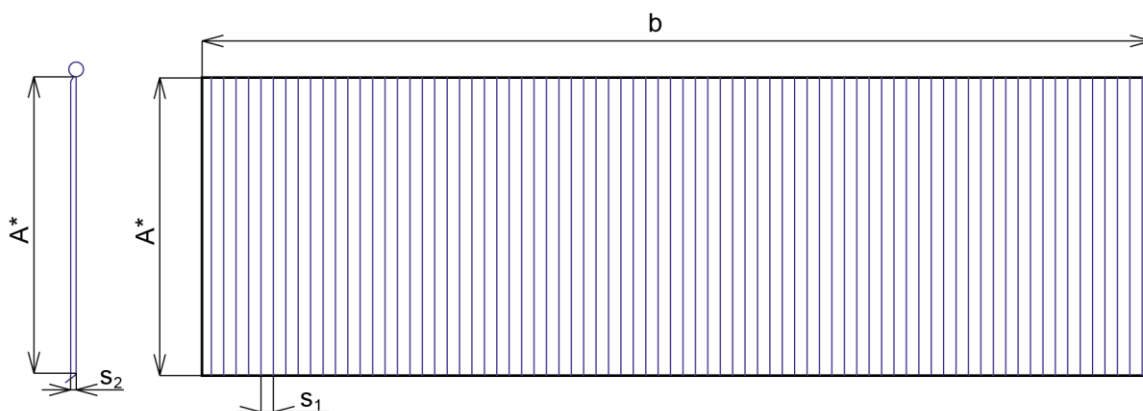
#### Tepelný výkon

$$\dot{Q}_{sh2}^{DP} = k \cdot S_{sh2}^{DP} \cdot \Delta t = 20,2962 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 19,2084 \text{ m}^2 \cdot 373,3711^\circ\text{C} = 145,5616 \text{ kW} \quad (7.169)$$

Náš prvotní odhad se liší od navrhnutého o deset tisícín. Lze jej proto považovat za dostatečně přesný.

## 7.9 Výparníková mříž

### Geometrie



Obr. 7.15 – Schéma geometrie výparníkové mříže a příslušného prostoru spalínového kanálu

Tab. 7.9 – Geometrie výparníkové mříže a příslušného prostoru spalínového kanálu

výparníková mříž		spalínový kanál	
vnější průměr trubky øD [m]	0,0603	střední výška A* [m]	4,0720
tloušťka stěny δtr [m]	0,0050	celková délka b [m]	13,0050
vnitřní průměr trubky ød [m]	0,0503		
příčná rozteč s1 [m]	0,1700		
podélná rozteč s2 [m]	0,0750		
počet trubek v řadě ntr [-]	76		
počet řad nr [-]	2		

#### ***Střední průřez v oblasti výparníkové mříže***

$$F^* = b \cdot A^* = 13,005 \text{ m} \cdot 4,072 \text{ m} = 52,9564 \text{ m}^2 \quad (7.170)$$

**Celková plocha výparníkové mříže**

$$S^{mříž} = \pi \cdot D \cdot A^* \cdot n_{tr} \cdot n_r = \pi \cdot 0,0603m \cdot 4,072m \cdot 76 \cdot 2 = 117,2515m^2 \quad (7.171)$$

**Parametry média a spalin****Střední teplota a střední tlak parovodní směsi**

Výparníková mříž je součástí výparníku jako celku a proto uvažujeme, že teplota parovodní směsi v ní je teplota sytosti. To stejné platí pro tlak parovodní směsi.

$$\bar{t}_p = 310,6312^\circ C \quad (7.172)$$

$$\bar{p}_p = 9,9500 MPa \quad (7.173)$$

**Střední teplota spalin**

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{646,0733^\circ C + 656,5983^\circ C}{2} = 651,3358^\circ C \quad (7.174)$$

**Skutečné množství spalin s příslušným přebytkem vzduchu**

$$V_{sp} = V_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min} \quad (7.175)$$

$$V_{sp} = 3,0378m^3 \cdot kg^{-1} + (1,35 - 1) \cdot 2,0846m^3 \cdot kg^{-1} = 3,7674m^3 \cdot kg^{-1}$$

**Skutečný průtok spalin**

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (7.176)$$

$$\dot{V}_{sp} = 3,7674m^3 \cdot kg^{-1} \cdot 24,6421kg \cdot s^{-1} \cdot \frac{651,3358^\circ C + 273,15}{273,15} = 314,2093m^3 \cdot s^{-1}$$

**Střední spalinový průřez**

$$\bar{F} = F^* - D \cdot A^* \cdot n_{tr} = 52,9564m^2 - 0,0603m \cdot 4,072m \cdot 76 = 34,2952m^2 \quad (7.177)$$

**Rychlost spalin**

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{314,2093m^3 \cdot s^{-1}}{34,2952m^2} = 9,1619m \cdot s^{-1} \quad (7.178)$$

**Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny**

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (7.179)$$

**Součinitel přestupu tepla konvekcí**

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \quad (7.180)$$

$$\lambda_{sp} = 0,0868 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \dots \text{součinitel tepelné vodivosti spalín}$$

$$\nu_{sp} = 1,0558 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \dots \text{kinematická viskozita spalín}$$

$$\text{Pr}_{sp} = 0,6736 [-] \dots \text{Prandtlovo číslo pro spaliny}$$

### **Oprava na počet podélných řad**

Pro počet řad  $n_r$  menší jak 10 kusů je nutno koeficient opravy na počet podélných řad počítat podle následujícího vzorce.

$$C_Z = 0,91 + 0,0125 \cdot (n_r - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (2 - 2) = 0,91 \quad (7.181)$$

### **Oprava na uspořádání svazku**

$$C_s = \left[ 1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[ 1 + (2 \cdot 2,8192 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{1,2438}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,7659 \quad (7.182)$$

$$\text{kde: } \sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,17 \text{ m}}{0,0603 \text{ m}} = 2,8192 \quad (7.183)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,075 \text{ m}}{0,0603 \text{ m}} = 1,2438 \quad (7.184)$$

Nyní můžeme přikročit k výpočtu součinitele přestupu tepla konvekcí.

$$\{\alpha_k\} = 0,2 \cdot 0,91 \cdot 0,7659 \cdot \frac{0,0868}{0,0603} \cdot \left( \frac{9,1619 \cdot 0,0603}{1,0558 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,6736^{0,33}$$

$$\alpha_k = 46,0003 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

### **Součinitel přestupu tepla sáláním**

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)} \quad (7.185)$$

$$a_{st} [-] \dots \text{stupeň černosti povrchu stěn}$$

### **Stupeň černosti proudu spalín**

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (7.186)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 11,4167 \cdot 0,0997 \cdot 0,1880 = 0,2141 \quad (7.187)$$

Výpočet jednotlivých veličin dle stejného komentáře jako u přehříváku SH2. Výjimku tvoří jen efektivní tloušťka sálavé vrstvy, která je určena níže.

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0603m \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{0,17m \cdot 0,075m}{(0,0603m)^2} - 1 \right) = 0,1880 \quad (7.188)$$

Nyní lze dosadit do vztahu 7.186 a dopočítat stupeň černosti proudu spalín.

$$a = 1 - e^{-0,2141} = 0,1927$$

### **Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn**

$$T_z = \bar{T}_p + \varepsilon \cdot \frac{\dot{Q}_{mříž}}{S_{mříž}} \cdot 10^3 \quad (7.189)$$

$$\varepsilon = 0,0043[-] \dots \text{součinitel znečištění výhřevné plochy}$$

Po dosazení do rovnice 7.189 dostáváme teplotu zaprášeného povrchu stěn.

$$\{T_z\} = 583,7812 + 0,0043 \cdot \frac{1600}{117,2515} \cdot 10^3$$

$$T_z = 642,4585 \text{ K}$$

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,1927 \cdot 924,4858^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{842,4585}{924,4858} \right)^4}{1 - \left( \frac{842,4585}{924,4858} \right)}$$

$$\alpha_s = 19,6333 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalín do stěny.

$$\alpha_1 = 46,0003 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 19,6333 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 65,6336 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

### Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 65,6336 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 39,3802 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.190)$$

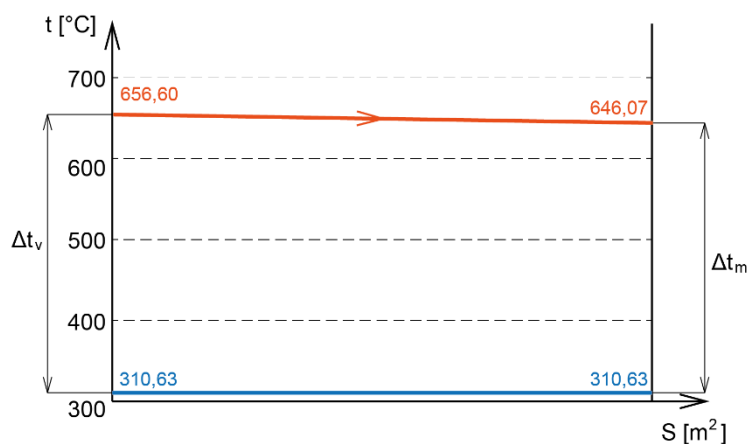
### Teplotní spád

Ve výparníkové mříži nelze určit jedná-li se o proudění souproudé nebo protiproudé. Vzhledem k tomu, že výsledek by byl stejný pro oba předpoklady, bereme proudění ve výparníkové mříži například jako protiproudé.

$$\Delta t_v = t_{sp}^{in} - \bar{t}_p = 656,5983^\circ\text{C} - 310,6312^\circ\text{C} = 345,9671^\circ\text{C} \quad (7.191)$$

$$\Delta t_m = t_{sp}^{out} - \bar{t}_p = 646,0733^\circ\text{C} - 310,6312^\circ\text{C} = 335,4421^\circ\text{C} \quad (7.192)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{345,9671^\circ\text{C} - 335,4421^\circ\text{C}}{2,3 \cdot \log \frac{345,9671^\circ\text{C}}{335,4421^\circ\text{C}}} = 340,6775^\circ\text{C} \quad (7.193)$$



Obr. 7.16 – Teplotní spád na výparníkové mříži – bagasa

Tepelný výkon

Tepelný výkon spalin, který přejde do výparníkové mříže je následující.

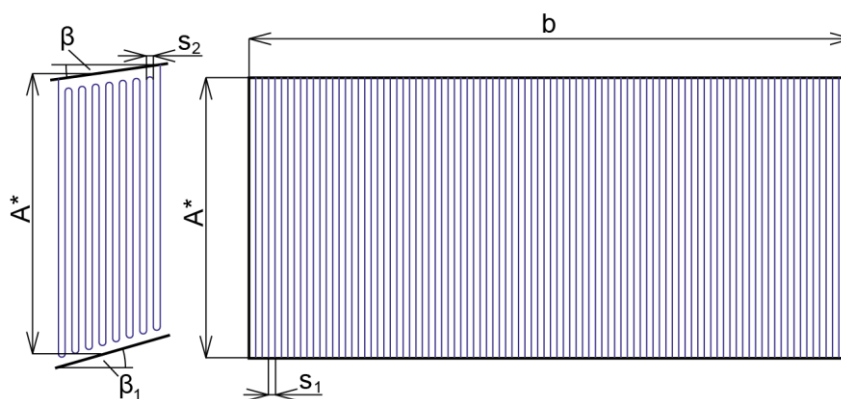
$$\dot{Q}_{tep}^{mříž} = k \cdot S^{mříž} \cdot \Delta t_{ln} \quad (7.194)$$

$$\dot{Q}_{tep}^{mříž} = 39,3802 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 117,2515 \text{ m}^2 \cdot 340,6775^\circ\text{C} = 1573,0396 \text{ kW}$$

Jelikož nevíme, jaký parní výkon by mělo médium ve výparníkové mříži obdržet (známe jen celkový výkon celého výparníku), porovnáme tepelný výkon výparníkové mříže s výkonem, který jsme původně navrhli v rámci tepelné bilance spalin.

$$\frac{\dot{Q}_{mříž} - \dot{Q}_{tep}^{mříž}}{\dot{Q}_{mříž}} = \frac{1600 \text{ kW} - 1573,0396 \text{ kW}}{1572,1091 \text{ kW}} \cdot 100\% = 1,6850\% \quad (7.195)$$

## 7.10 Přehřívák SH1b

Geometrie

Obr. 7.17 – Schéma geometrie přehříváku SH1b a příslušného prostoru spalinového kanálu

Tab. 7.10 – Geometrie přehříváku SH1b a příslušného prostoru spalínového kanálu

přehřívák SH1b		spalínový kanál	
vnější průměr trubky $\varnothing D$ [m]	0,0380	střední výška $A^*$ [m]	3,7213
tloušťka stěny $\delta_{tr}$ [m]	0,0045	celková délka $b$ [m]	8,0000
vnitřní průměr trubky $\varnothing d$ [m]	0,0290	úhel zkosení $\beta$ [°]	8,0000
příčná rozteč $s_1$ [m]	0,0850	úhel zkosení $\beta_1$ [°]	16,0000
podélná rozteč $s_2$ [m]	0,0900		
počet trubek v řadě $n_{tr}$ [-]	93		
počet řad $n_r$ [-]	16		

**Střední průřez v oblasti přehříváku SH1b**

$$F^* = b \cdot A^* = 8m \cdot 3,7213m = 29,7705m^2 \quad (7.196)$$

**Celková plocha přehříváku SH1b**

$$S^{SH1b} = \pi \cdot D \cdot A^* \cdot n_{tr} \cdot n_r = \pi \cdot 0,038m \cdot 3,7213m \cdot 93 \cdot 16 = 661,0472m^2 \quad (7.197)$$

**Parametry média a spalín****Střední teplota páry**

$$\bar{t}_p = \frac{t_p^{out} + t_p^{in}}{2} = \frac{450^\circ C + 370^\circ C}{2} = 410^\circ C \quad (7.198)$$

**Střední tlak páry**

$$\bar{p}_p = \frac{p_p^{out} + p_p^{in}}{2} = \frac{9,79MPa + 9,86MPa}{2} = 9,825MPa \quad (7.199)$$

**Střední měrný objem páry**

Střední měrný objem páry je určen pomocí aplikace X Steam jako funkce střední teploty páry a středního tlaku páry.

$$\bar{v}_p = 0,0276 m^3 \cdot kg^{-1} \quad (7.200)$$

**Rychlost páry**

$$w_p = \frac{(\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot \bar{v}_p \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} \quad (7.201)$$

$$w_p = \frac{(55,5556 - 6,4275 - 1,1148) kg \cdot s^{-1} \cdot 0,0276m^3 \cdot kg^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,029m)^2 \cdot 93} = 21,5364m \cdot s^{-1}$$

**Střední teplota spalín**

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{568,2828^\circ C + 646,0733^\circ C}{2} = 607,1780^\circ C \quad (7.202)$$

**Skutečné množství spalín s příslušným přebytkem vzduchu**

$$V_{sp} = V_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min} \quad (7.203)$$

$$V_{sp} = 3,0378m^3 \cdot kg^{-1} + (1,35 - 1) \cdot 2,0846m^3 \cdot kg^{-1} = 3,7674m^3 \cdot kg^{-1}$$

**Skutečný průtok spalin**

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (7.204)$$

$$\dot{V}_{sp} = 3,7674m^3 \cdot kg^{-1} \cdot 24,6421kg \cdot s^{-1} \cdot \frac{607,178^\circ C + 273,15}{273,15} = 299,2012m^3 \cdot s^{-1}$$

**Střední spalinový průřez**

$$\bar{F} = F^* - D \cdot A^* \cdot n_{tr} = 29,7705m^2 - 0,038m \cdot 3,7213m \cdot 93 = 16,6194m^2 \quad (7.205)$$

**Rychlost spalin**

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{299,2012m^3 \cdot s^{-1}}{16,6194m^2} = 18,0032m \cdot s^{-1} \quad (7.206)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (7.207)$$

Součinitel přestupu tepla konvekci

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \quad (7.208)$$

$C_Z [-]$ ...oprava na počet podélných řad

$C_S [-]$ ...oprava na uspořádání svazku ( $\sigma_2 > 2$ )

$\lambda_{sp} = 0,0824 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti spalin

$\nu_{sp} = 9,6803 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot s^{-1}$ ...kinematická viskozita spalin

$Pr_{sp} = 0,6810 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro spaliny

$$\{\alpha_k\} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0824}{0,038} \cdot \left( \frac{18,0032 \cdot 0,038}{9,6803 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,681^{0,33}$$

$$\alpha_k = 121,3060 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Vliv volných prostorů před přehřívákem SH1b na sálání ve svazku

$$k_0 = \left[ 1 + A \cdot \left( \frac{T_0}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{l_0}{l_s} \right)^{0,07} \right] \quad (7.209)$$

$A [-]$ ...koeficient vyjadřující druh spalovaného paliva

$T_{sp}^{in} [K]$ ...teplota spalin na vstupu do prostoru SH1b

$l_0 [m]$ ...hloubka volného objemu před svazkem

$l_s [m]$ ...hloubka svazku

$$k_0 = \left[ 1 + 0,5 \cdot \left( \frac{919,2233K}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{0,6m}{1,35m} \right)^{0,07} \right] = 1,4626$$

*Součinitel přestupu tepla sáláním*

$$\alpha_s = k_0 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)} \quad (7.210)$$

$a_{st} [-]$ ...stupeň černosti povrchu stěn

**Stupeň černosti proudu spalín**

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (7.211)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 11,4482 \cdot 0,0997 \cdot 0,1965 = 0,2243 \quad (7.212)$$

Výpočet jednotlivých veličin dle stejného komentáře jako u předchozí plochy. Výjimku tvoří jen efektivní tloušťka sálavé vrstvy, která je určena níže.

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038m \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{0,085m \cdot 0,09m}{(0,038m)^2} - 1 \right) = 0,1965 \quad (7.213)$$

Nyní lze dosadit do vztahu 7.211 a dopočítat stupeň černosti proudu spalín.

$$a = 1 - e^{-0,2243} = 0,2009$$

**Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn**

$$T_z = \bar{T}_p + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{\dot{Q}^{SH1b}}{S^{SH1b}} \cdot 10^3 \quad (7.214)$$

$\varepsilon [-]$ ...součinitel znečištění výhřevné plochy

Pro výpočet vzorce 7.214 je nutné určit součinitel přestupu tepla ze stěny do média.

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right) \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.215)$$

$\lambda_p = 0,0674 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti páry

$\nu_p = 6,8702 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita páry

$\text{Pr}_p = 1,1011 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro páru

$C_t, C_l, C_m [-]$ ...opravné koeficienty



$$\{\alpha_2\} = 0,023 \cdot \frac{0,0674}{0,029} \cdot \left( \frac{21,5364 \cdot 0,029}{6,8702 \cdot 10^{-7}} \right) \cdot 1,1011^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 3248,3880 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Po dosazení do rovnice 7.214 dostáváme teplotu zaprášeného povrchu stěn.

$$\{T_z\} = 683,15 + \left( 0,0043 + \frac{1}{3248,388} \right) \cdot \frac{11661,2923}{661,0472} \cdot 10^3$$

$$T_z = 764,4353 \text{ K}$$

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 1,4626 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,2009 \cdot 880,328^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{764,4353}{880,328} \right)^4}{1 - \left( \frac{764,4353}{880,328} \right)}$$

$$\alpha_s = 33,7088 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalin do stěny.

$$\alpha_1 = 121,306 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 33,7088 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 155,0148 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 155,0148 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{1 + \frac{155,0148 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{3248,388 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}} = 88,7726 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.216)$$

$\psi [-]$ ...součinitel tepelné efektivity

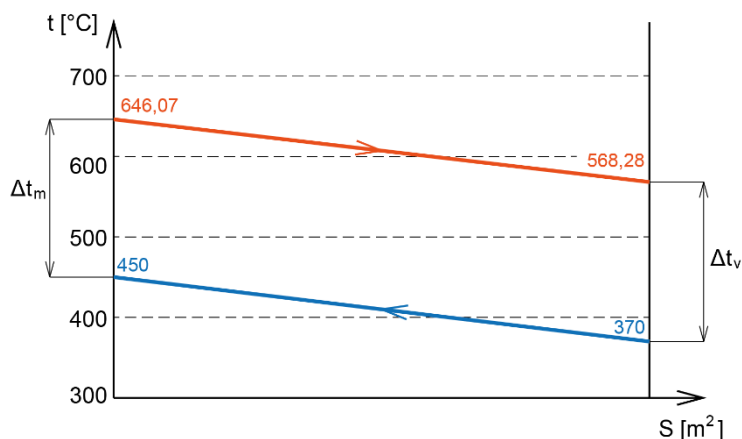
#### Teplotní spád

Při určování teplotního spádu na přehříváku SH1b uvažujeme protiproudé proudění spalin a média.

$$\Delta t_v = t_{sp}^{out} - t_p^{in} = 568,2828^\circ\text{C} - 370^\circ\text{C} = 198,2828^\circ\text{C} \quad (7.217)$$

$$\Delta t_m = t_{sp}^{in} - t_p^{out} = 646,0733^\circ\text{C} - 450^\circ\text{C} = 196,0733^\circ\text{C} \quad (7.218)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{198,2828^\circ\text{C} - 196,0733^\circ\text{C}}{2,3 \cdot \log \frac{198,2828^\circ\text{C}}{196,0733^\circ\text{C}}} = 197,3976^\circ\text{C} \quad (7.219)$$



Obr. 7.18 – Teplotní spád na přehříváku SH1b – bagasa

Tepelný výkon

Tepelný výkon spalin, který přejde do přehříváku SH1b je následující.

$$\dot{Q}_{tep}^{SH1b} = k \cdot S^{SH1b} \cdot \Delta t_{ln} \quad (7.220)$$

$$\dot{Q}_{tep}^{SH1b} = 88,7726W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \cdot 661,0472m^2 \cdot 197,3976^\circ C = 11583,8600kW$$

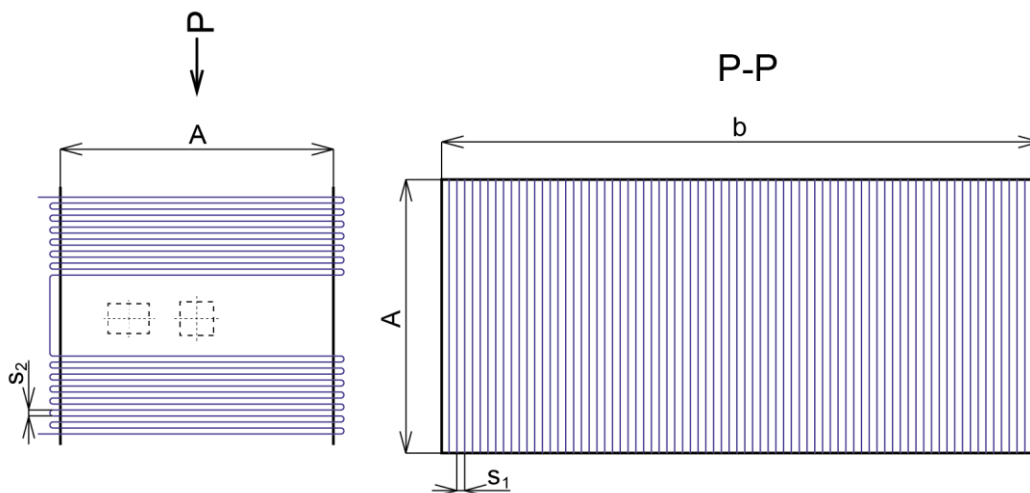
Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}^{SH1b} - \dot{Q}_{tep}^{SH1b}}{\dot{Q}^{SH1b}} = \frac{11661,2923kW - 11583,86kW}{11661,2923kW} \cdot 100\% = 0,6640\% \quad (7.221)$$

## 7.11 Přehřívák SH1a

Geometrie

Přehřívák SH1a je počítán jako jedna plocha, ale v rámci spalinového tahu je rozdělen na dva stejné díly. Důvodem k rozdělení je umístění ofukovače do mezery vzniklé mezi dvěma díly přehříváku SH1a.



Obr. 7.19 – Schéma geometrie přehříváku SH1a a příslušného prostoru spalinového kanálu

Tab. 7.11 – Geometrie přehříváku SH1a a příslušného prostoru spalínového kanálu

přehřívák SH1a		spalínový kanál	
vnější průměr trubky $\varnothing D$ [m]	0,0380	šířka A [m]	3,6500
tloušťka stěny $\delta_{tr}$ [m]	0,0045	celková délka b [m]	8,0000
vnitřní průměr trubky $\varnothing d$ [m]	0,0290		
příčná rozteč $s_1$ [m]	0,1040		
podélná rozteč $s_2$ [m]	0,0800		
počet trubek v řadě $n_{tr}$ [-]	76		
počet řad $n_r$ [-]	28		

**Průřez v oblasti přehříváku SH1a**

$$F = b \cdot A = 8m \cdot 3,65m = 29,2000m^2 \quad (7.222)$$

**Celková plocha přehříváku SH1a**

$$S^{SH1a} = \pi \cdot D \cdot A \cdot n_{tr} \cdot n_r = \pi \cdot 0,038m \cdot 3,65m \cdot 76 \cdot 28 = 927,2524m^2 \quad (7.223)$$

**Parametry média a spalín*****Střední teplota páry***

$$\bar{t}_p = \frac{t_p^{out} + t_p^{in}}{2} = \frac{370^\circ C + 310,6312^\circ C}{2} = 340,3156^\circ C \quad (7.224)$$

***Střední tlak páry***

$$\bar{p}_p = \frac{p_p^{out} + p_p^{in}}{2} = \frac{9,86MPa + 9,95MPa}{2} = 9,905MPa \quad (7.225)$$

***Střední měrný objem páry***

Střední měrný objem páry je určen pomocí aplikace X Steam jako funkce střední teploty páry a středního tlaku páry.

$$\bar{v}_p = 0,0214 m^3 \cdot kg^{-1} \quad (7.226)$$

***Rychlost páry***

$$w_p = \frac{(\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot \bar{v}_p \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} \quad (7.227)$$

$$w_p = \frac{(55,5556 - 6,4275 - 1,1148) kg \cdot s^{-1} \cdot 0,0214m^3 \cdot kg^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,029m)^2 \cdot 76} = 20,4416m \cdot s^{-1}$$

***Střední teplota spalín***

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{477,5964^\circ C + 568,2828^\circ C}{2} = 522,9396^\circ C \quad (7.228)$$

***Skutečné množství spalín s příslušným přebytkem vzduchu***

$$V_{sp} = V_{sp \min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz \min} \quad (7.229)$$

$$V_{sp} = 3,0378m^3 \cdot kg^{-1} + (1,35 - 1) \cdot 2,0846m^3 \cdot kg^{-1} = 3,7674m^3 \cdot kg^{-1}$$

**Skutečný průtok spalin**

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (7.230)$$

$$\dot{V}_{sp} = 3,7674m^3 \cdot kg^{-1} \cdot 24,6421kg \cdot s^{-1} \cdot \frac{522,9396^\circ C + 273,15}{273,15} = 270,5707m^3 \cdot s^{-1}$$

**Spalinový průřez**

$$\bar{F} = F - D \cdot A \cdot n_{tr} = 29,2m^2 - 0,038m \cdot 3,65m \cdot 76 = 18,6588m^2 \quad (7.231)$$

**Rychlost spalin**

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{270,5707m^3 \cdot s^{-1}}{18,6588m^2} = 14,5010m \cdot s^{-1} \quad (7.232)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (7.233)$$

Součinitel přestupu tepla konvekci

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \quad (7.234)$$

$C_Z [-]$ ...oprava na počet podélných řad

$C_S [-]$ ...oprava na uspořádání svazku ( $\sigma_2 > 2$ )

$\lambda_{sp} = 0,0739 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti spalin

$\nu_{sp} = 8,1290 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot s^{-1}$ ...kinematická viskozita spalin

$Pr_{sp} = 0,6899 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro spaliny

$$\{\alpha_k\} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0739}{0,038} \cdot \left( \frac{14,498 \cdot 0,038}{8,129 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6899^{0,33}$$

$$\alpha_k = 106,3925 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Vliv volných prostorů před přehřívákem SH1a na sálání ve svazku

$$k_0 = \left[ 1 + A \cdot \left( \frac{T_0}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{l_0}{l_s} \right)^{0,07} \right] \quad (7.235)$$

$A [-]$ ...koeficient vyjadřující druh spalovaného paliva

$T_{sp}^{in} [K]$ ...teplota spalin na vstupu do prostoru SH1a

$l_0 [m]$ ...hloubka volného objemu před svazkem

$l_s [m]$ ...hloubka svazku

$$k_0 = \left[ 1 + 0,5 \cdot \left( \frac{841,4328K}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{2,5m}{2,16m} \right)^{0,07} \right] = 1,4838$$

*Součinitel přestupu tepla sáláním*

$$\alpha_s = k_0 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)} \quad (7.236)$$

$a_{st} [-]$ ...stupeň černosti povrchu stěn

**Stupeň černosti proudu spalin**

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (7.237)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 11,4134 \cdot 0,0997 \cdot 0,2167 = 0,2466 \quad (7.238)$$

Výpočet jednotlivých veličin dle stejného komentáře jako u předchozí plochy. Výjimku tvoří jen efektivní tloušťka sálové vrstvy, která je určena níže.

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038m \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{0,104m \cdot 0,08m}{(0,038m)^2} - 1 \right) = 0,2167 \quad (7.239)$$

Nyní lze dosadit do vztahu 7.237 a dopočítat stupeň černosti proudu spalin.

$$a = 1 - e^{-0,2467} = 0,2186$$

**Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn**

$$T_z = \bar{T}_p + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{\dot{Q}^{SHIa}}{S^{SHIa}} \cdot 10^3 \quad (7.240)$$

$\varepsilon [-]$ ...součinitel znečištění výhřevné plochy

Pro výpočet vzorce 7.240 je nutné určit součinitel přestupu tepla ze stěny do média.

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right) \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.241)$$

$\lambda_p = 0,0693 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti páry

$\nu_p = 4,6340 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita páry

$\text{Pr}_p = 1,3530 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro páru

$C_t, C_l, C_m [-]$ ...opravné koeficienty

$$\{\alpha_2\} = 0,023 \cdot \frac{0,0693}{0,029} \cdot \left( \frac{20,4416 \cdot 0,029}{4,6340 \cdot 10^{-7}} \right) \cdot 1,3530^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 4764,8773 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Po dosazení do rovnice 7.240 dostáváme teplotu zaprášeného povrchu stěn.

$$\{T_z\} = 613,4656 + \left( 0,0043 + \frac{1}{4764,8773} \right) \cdot \frac{13267,9501}{927,2524} \cdot 10^3$$

$$T_z = 677,9968 \text{ K}$$

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 1,4838 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,2186 \cdot 796,0896^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{677,9968}{796,0896} \right)^4}{1 - \left( \frac{677,9968}{796,0896} \right)}$$

$$\alpha_s = 26,8176 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalín do stěny.

$$\alpha_1 = 106,3925 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 26,8176 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 133,2101 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

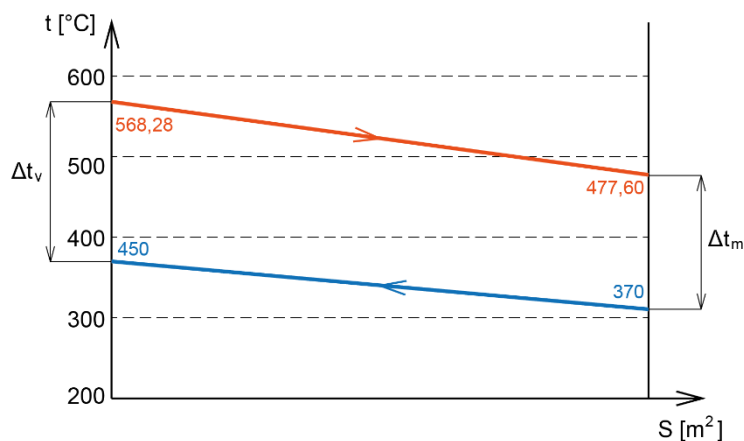
#### Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,6 \cdot 133,2101 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{1 + \frac{133,2101 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{4764,8773 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}} = 77,7523 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.242)$$

$\psi [-]$ ...součinitel tepelné efektivity

#### Tepelný spád

Při určování teplotního spádu na přehříváku SH1a uvažujeme protiproudé proudění spalín a média.



Obr. 7.20 – Teplotní spád na přehříváku SH1a – bagasa

$$\Delta t_v = t_{sp}^{in} - t_p^{out} = 568,2828^\circ\text{C} - 370^\circ\text{C} = 198,2828^\circ\text{C} \quad (7.243)$$

$$\Delta t_m = t_{sp}^{out} - t_p^{in} = 477,5964^\circ\text{C} - 310,6312^\circ\text{C} = 166,9652^\circ\text{C} \quad (7.244)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{198,2828^\circ\text{C} - 166,9652^\circ\text{C}}{2,3 \cdot \log \frac{198,2828^\circ\text{C}}{166,9652^\circ\text{C}}} = 182,3803^\circ\text{C} \quad (7.245)$$

### Tepelný výkon

Tepelný výkon spalin, který přejde do přehříváku SH1a je následující.

$$\dot{Q}_{tep}^{SH1a} = k \cdot S^{SH1a} \cdot \Delta t_{ln} \quad (7.246)$$

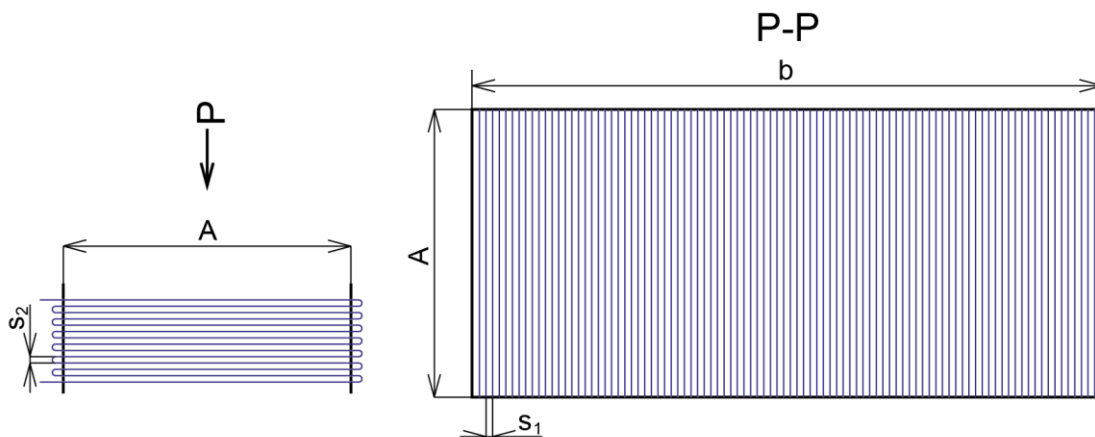
$$\dot{Q}_{tep}^{SH1a} = 77,7523\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 927,2524\text{m}^2 \cdot 182,3803^\circ\text{C} = 13148,8985\text{kW}$$

Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}_{tep}^{SH1a} - \dot{Q}_{SH1a}}{\dot{Q}_{SH1a}} = \frac{13267,9501\text{kW} - 13148,8985\text{kW}}{13267,9501\text{kW}} \cdot 100\% = 0,8973\% \quad (7.247)$$

## 7.12 Ekonomizér ECO2

### Geometrie



Obr. 7.21 – Schéma geometrie ekonomizéru ECO2 a příslušného prostoru spalinového kanálu

Tab. 7.12 – Geometrie ekonomizéru ECO2 a příslušného prostoru spalinového kanálu

ekonomizér ECO2		spalinový kanál	
vnější průměr trubky $\varnothing D$ [m]	0,0320	šířka A [m]	3,6500
tloušťka stěny $\delta_{tr}$ [m]	0,0036	celková délka b [m]	8,0000
vnitřní průměr trubky $\varnothing d$ [m]	0,0248		
příčná rozteč $s_1$ [m]	0,0840		
podélná rozteč $s_2$ [m]	0,0800		
počet trubek v řadě $n_{tr}$ [-]	94		
počet řad $n_r$ [-]	14		

**Průřez v oblasti ekonomizéru ECO2**

$$F = b \cdot A = 8m \cdot 3,65m = 29,2000m^2 \quad (7.248)$$

**Celková plocha ekonomizéru ECO2**

$$S^{ECO2} = \pi \cdot D \cdot A \cdot n_{tr} \cdot n_r = \pi \cdot 0,032m \cdot 3,65m \cdot 94 \cdot 14 = 482,8904m^2 \quad (7.249)$$

**Parametry média a spalin****Střední teplota vody**

$$\bar{t}_v = \frac{t_v^{out} + t_v^{in}}{2} = \frac{261^\circ C + 227^\circ C}{2} = 244^\circ C \quad (7.250)$$

**Střední tlak vody**

$$\bar{p}_v = \frac{p_v^{out} + p_v^{in}}{2} = \frac{9,95MPa + 10,11MPa}{2} = 10,03MPa \quad (7.251)$$

**Střední měrný objem vody**

Střední měrný objem vody je určen pomocí aplikace X Steam jako funkce střední teploty vody a středního tlaku vody.

$$\bar{v}_v = 0,0012 m^3 \cdot kg^{-1} \quad (7.252)$$

**Rychlost vody**

$$w_v = \frac{(\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{vl} - \dot{m}_{v2}) \cdot \bar{v}_v \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} \quad (7.253)$$

$$w_v = \frac{(55,5556 - 6,4275 - 1,1148) kg \cdot s^{-1} \cdot 0,0012m^3 \cdot kg^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,0248m)^2 \cdot 94} = 1,3014m \cdot s^{-1}$$

**Střední teplota spalin**

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{424,1335^\circ C + 477,5964^\circ C}{2} = 450,8649^\circ C \quad (7.254)$$

**Skutečné množství spalin s příslušným přebytkem vzduchu**

$$V_{sp} = V_{sp \min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz \min} \quad (7.255)$$

$$V_{sp} = 3,0378m^3 \cdot kg^{-1} + (1,35 - 1) \cdot 2,0846m^3 \cdot kg^{-1} = 3,7674m^3 \cdot kg^{-1}$$

**Skutečný průtok spalin**

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (7.256)$$

$$\dot{V}_{sp} = 3,7674m^3 \cdot kg^{-1} \cdot 24,6421kg \cdot s^{-1} \cdot \frac{450,8649^\circ C + 273,15}{273,15} = 246,0744m^3 \cdot s^{-1}$$



**Spalinový průřez**

$$\bar{F} = F - D \cdot A \cdot n_{rr} = 29,2m^2 - 0,032m \cdot 3,65m \cdot 94 = 18,2208m^2 \quad (7.257)$$

**Rychlost spalin**

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{246,0744m^3 \cdot s^{-1}}{18,2208m^2} = 13,5051m \cdot s^{-1} \quad (7.258)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (7.259)$$

Součinitel přestupu tepla konvekci

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \quad (7.260)$$

$C_Z [-]$ ...oprava na počet podélných řad

$C_S [-]$ ...oprava na uspořádání svazku ( $\sigma_2 > 2$ )

$\lambda_{sp} = 0,0668 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti spalin

$\nu_{sp} = 6,9038 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot s^{-1}$ ...kinematická viskozita spalin

$Pr_{sp} = 0,6971 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro spaliny

$$\{\alpha_k\} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0668}{0,032} \cdot \left( \frac{13,5051 \cdot 0,032}{6,9038 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6971^{0,33}$$

$$\alpha_k = 108,8113 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Vliv volných prostorů před ekonomizérem ECO2 na sálání ve svazku

$$k_0 = \left[ 1 + A \cdot \left( \frac{T_0}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{l_0}{l_s} \right)^{0,07} \right] \quad (7.261)$$

$A [-]$ ...koeficient vyjadřující druh spalovaného paliva

$T_{sp}^{in} [K]$ ...teplota spalin na vstupu do prostoru ECO2

$l_0 [m]$ ...hloubka volného objemu před svazkem

$l_s [m]$ ...hloubka svazku

$$k_0 = \left[ 1 + 0,5 \cdot \left( \frac{750,7464K}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{1,12m}{1,04m} \right)^{0,07} \right] = 1,4678$$

Součinitel přestupu tepla konvekci

$$\alpha_s = k_0 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}} \right)} \quad (7.262)$$

$a_{st} [-]$ ...stupeň černosti povrchu stěn

**Stupeň černosti proudu spalin**

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (7.263)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 11,9878 \cdot 0,0997 \cdot 0,2118 = 0,2533 \quad (7.264)$$

Výpočet jednotlivých veličin dle stejného komentáře jako u předchozí plochy. Výjimku tvoří jen efektivní tloušťka sálavé vrstvy, která je určena níže.

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,032m \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{0,084m \cdot 0,08m}{(0,032m)^2} - 1 \right) = 0,2118 \quad (7.265)$$

Nyní lze dosadit do vztahu 7.263 a dopočítat stupeň černosti proudu spalin.

$$a = 1 - e^{-0,2533} = 0,2237$$

**Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn**

Pro druhé stupně dvoustupňových ekonomizérů při spalování tuhých paliv či dřevitého paliva pro uspořádání trubek za sebou, lze počítat teplotu zaprášeného povrchu stěn dle následujícího vzorce.

$$T_z = \bar{T}_v + \Delta T = 517,15K + 60K = 577,15K \quad (7.266)$$

$\Delta T [K]$ ...voleno dle [1]

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 1,4678 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,2237 \cdot 724,0349^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{577,15}{724,0349} \right)^4}{1 - \left( \frac{577,15}{724,0349} \right)}$$

$$\alpha_s = 18,7922 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalin do stěny.

$$\alpha_1 = 108,8113 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} + 18,7922 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} = 127,6063 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,6 \cdot 127,6063 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} = 76,5621 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (7.267)$$

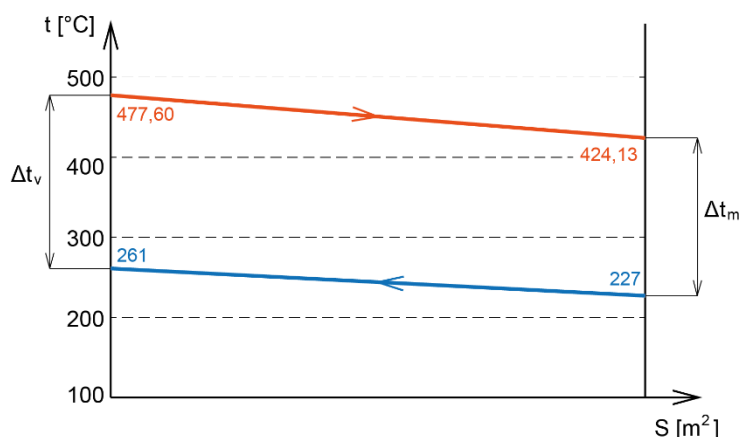
Teplotní spád

Při určování teplotního spádu na ekonomizéru ECO2 uvažujeme protiproudé proudění spalín a média.

$$\Delta t_v = t_{sp}^{in} - t_v^{out} = 477,5964^\circ\text{C} - 261^\circ\text{C} = 216,5964^\circ\text{C} \quad (7.268)$$

$$\Delta t_m = t_{sp}^{out} - t_v^{in} = 424,1335^\circ\text{C} - 227^\circ\text{C} = 197,1335^\circ\text{C} \quad (7.269)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{216,5964^\circ\text{C} - 197,1335^\circ\text{C}}{2,3 \cdot \log \frac{216,5964^\circ\text{C}}{197,1335^\circ\text{C}}} = 206,9446^\circ\text{C} \quad (7.270)$$



Obr. 7.22 – Teplotní spád na ekonomizéru ECO2 – bagasa

Tepelný výkon

Tepelný výkon spalín, který přejde do ekonomizéru ECO2 je následující.

$$\dot{Q}_{tep}^{ECO2} = k \cdot S^{ECO2} \cdot \Delta t_{ln} \quad (7.271)$$

$$\dot{Q}_{tep}^{ECO2} = 76,5621\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 482,8904\text{m}^2 \cdot 206,9446^\circ\text{C} = 7650,9742\text{kW}$$

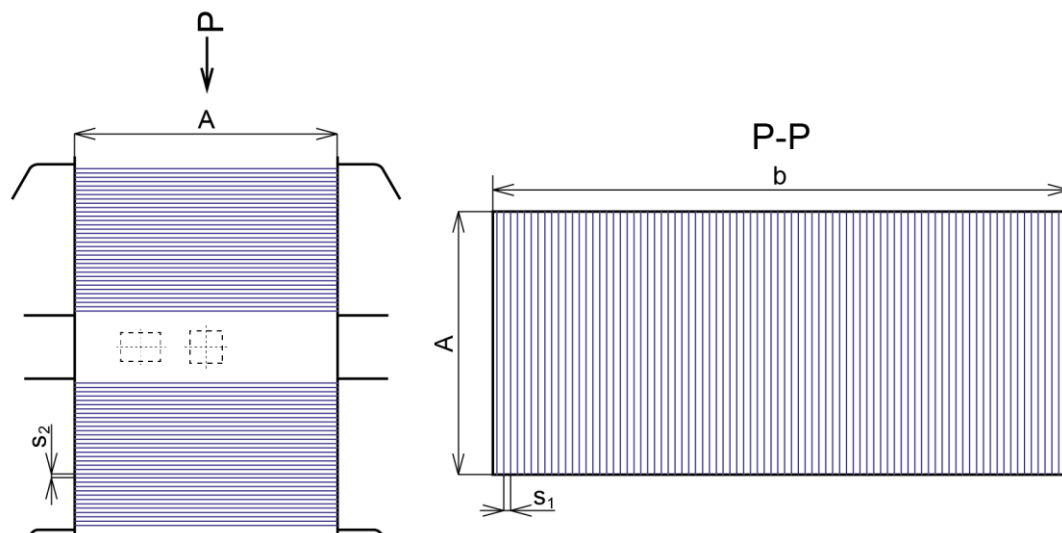
Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}_{ECO2} - \dot{Q}_{tep}^{ECO2}}{\dot{Q}_{ECO2}} = \frac{7735,1260\text{kW} - 7650,6742\text{kW}}{7735,1260\text{kW}} \cdot 100\% = 1,0879\% \quad (7.272)$$

### 7.13 Ohřívák vzduchu AH

Geometrie

Ohřívák vzduchu AH je počítán jako jedna plocha, ale v rámci spalínového tahu je rozdělen na dva totožné díly. Důvodem je opět umístění ofukovače do mezery mezi díly. Vzduch vstupuje do všech řad zároveň.



Obr. 7.23 – Schéma geometrie ohříváku vzduchu AH a příslušného prostoru spalínového kanálu

Tab. 7.13 – Geometrie ohříváku vzduchu AH a příslušného prostoru spalínového kanálu

ohřívák vzduchu AH		spalínový kanál	
vnější průměr trubky $\varnothing D$ [m]	0,0445	šířka A [m]	3,6500
tloušťka stěny $\delta_{tr}$ [m]	0,0025	celková délka b [m]	8,0000
vnitřní průměr trubky $\varnothing d$ [m]	0,0395		
příčná rozteč $s_1$ [m]	0,0950		
podélná rozteč $s_2$ [m]	0,0600		
počet trubek v řadě $n_{tr}$ [-]	84		
počet řad $n_r$ [-]	68		

**Průřez v oblasti ohříváku vzduchu AH**

$$F = b \cdot A = 8m \cdot 3,65m = 29,2000m^2 \quad (7.273)$$

**Celková plocha ohříváku vzduchu AH**

$$S^{AH} = \pi \cdot D \cdot A \cdot n_{tr} \cdot n_r = \pi \cdot 0,0445m \cdot 3,65m \cdot 84 \cdot 68 = 2914,6804m^2 \quad (7.274)$$

**Parametry média a spalin*****Střední teplota vzduchu***

$$\bar{t}_{vzd} = \frac{t_{vzd}^{out} + t_{vzd}^{in}}{2} = \frac{200^\circ C + 60^\circ C}{2} = 130^\circ C \quad (7.275)$$

***Objemový průtok vzduchu***

$$\dot{V}_{vzd} = \dot{M}_{pv} \cdot \alpha \cdot V_{vz\ min} \cdot \frac{\bar{t}_{vzd} + 273,15}{273,15} \quad (7.276)$$

$\alpha[-]$ ...součinitel přebytku vzduchu v AH na straně vzduchu

$$\dot{V}_{vzd} = 24,6421kg \cdot s^{-1} \cdot 1,3 \cdot 2,0846Nm^3 \cdot kg^{-1} \cdot \frac{130^\circ C + 273,15}{273,15} = 98,5600m^3 \cdot s^{-1} \quad (7.277)$$

**Rychlost vzduchu**

$$w_{vzd} = \frac{\dot{V}_{vzd} \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr} \cdot n_r} = \frac{98,56 m^3 \cdot s^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,0395 m)^2 \cdot 84 \cdot 68} = 14,0808 m \cdot s^{-1} \quad (7.278)$$

**Střední teplota spalin**

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{335,9844^\circ C + 424,1335^\circ C}{2} = 380,0589^\circ C \quad (7.279)$$

**Skutečné množství spalin s příslušným přebytkem vzduchu**

$$V_{sp} = V_{sp \min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz \min} \quad (7.280)$$

$$V_{sp} = 3,0378 m^3 \cdot kg^{-1} + (1,36 - 1) \cdot 2,0846 m^3 \cdot kg^{-1} = 3,7882 m^3 \cdot kg^{-1}$$

**Skutečný průtok spalin**

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (7.281)$$

$$\dot{V}_{sp} = 3,7882 m^3 \cdot kg^{-1} \cdot 24,6421 kg \cdot s^{-1} \cdot \frac{380,0589^\circ C + 273,15}{273,15} = 223,2376 m^3 \cdot s^{-1}$$

**Spalinový průřez**

$$\bar{F} = F - D \cdot A \cdot n_{tr} = 29,2 m^2 - 0,0445 m \cdot 3,65 m \cdot 84 = 15,5563 m^2 \quad (7.282)$$

**Rychlost spalin**

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{223,2376 m^3 \cdot s^{-1}}{15,5563 m^2} = 14,3503 m \cdot s^{-1} \quad (7.283)$$

**Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny**

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (7.284)$$

**Součinitel přestupu tepla konvekcí**

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \quad (7.285)$$

$C_Z [-]$ ...oprava na počet podélných řad

$\lambda_{sp} = 0,0598 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti spalin

$\nu_{sp} = 5,7596 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot s^{-1}$ ...kinematická viskozita spalin

$Pr_{sp} = 0,7046 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro spaliny

**Oprava na uspořádání svazku**

$$C_S = \left[ 1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} = \left[ 1 + (2 \cdot 2,1348 - 3) \cdot \left( 1 - \frac{1,3483}{2} \right)^3 \right]^{-2} = 0,9176 \quad (7.286)$$

$$\text{kde: } \sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,095m}{0,0445m} = 2,1348 \quad (7.287)$$

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,06m}{0,0445m} = 1,3483 \quad (7.288)$$

Nyní přistoupíme k výpočtu součinitele přestupu tepla konvekcí.

$$\{\alpha_k\} = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,9176 \cdot \frac{0,0598}{0,0445} \cdot \left( \frac{14,3503 \cdot 0,0445}{5,7596 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,7046^{0,33}$$

$$\alpha_k = 93,5164 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

*Vliv volných prostorů před ohřívákem vzduchu AH na sálání ve svazku*

$$k_0 = \left[ 1 + A \cdot \left( \frac{T_0}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{l_0}{l_s} \right)^{0,07} \right] \quad (7.289)$$

$A[-]$ ...koeficient vyjadřující druh spalovaného paliva

$T_{sp}^{in} [K]$ ...teplota spalin na vstupu do prostoru AH

$l_0 [m]$ ...hloubka volného objemu před svazkem

$l_s [m]$ ...hloubka svazku

$$k_0 = \left[ 1 + 0,5 \cdot \left( \frac{697,2835K}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{2m}{4,02m} \right)^{0,07} \right] = 1,4351$$

*Součinitel přestupu tepla konvekcí*

$$\alpha_s = k_0 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)} \quad (7.290)$$

$a_{st} [-]$ ...stupeň černosti povrchu stěn

**Stupeň černosti proudu spalin**

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (7.291)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 17,4072 \cdot 0,0997 \cdot 0,1067 = 0,1853 \quad (7.292)$$

Výpočet jednotlivých veličin dle stejného komentáře jako u předchozí plochy. Výjimku tvoří jen efektivní tloušťka sálové vrstvy, která je určena níže.

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0445m \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \left( \frac{0,095m \cdot 0,06m}{(0,0445m)^2} - 1 \right) = 0,1067 \quad (7.293)$$

Nyní lze dosadit do vztahu 7.291 a dopočítat stupeň černosti proudu spalín.

$$a = 1 - e^{-0,1853} = 0,1691$$

### ***Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn***

Pro ohříváku vzduchu se teplota stěny bere jako střední aritmetická hodnota ze střední teploty spalín a vzduchu.

$$T_z = \frac{\bar{T}_{vzd} + \bar{T}_{sp}}{2} = \frac{403,15K + 653,2089K}{2} = 528,1795K \quad (7.294)$$

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 1,4351 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,1691 \cdot 653,2089^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{528,1795}{653,2089}\right)^4}{1 - \left(\frac{528,1795}{653,2089}\right)}$$

$$\alpha_s = 10,3799W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalín do stěny.

$$\alpha_1 = 93,5164W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} + 10,3799W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} = 103,8963W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

### **Součinitel přestupu tepla ze stěny do média**

Fyzikální parametry vzduchu jsou převzaty z [1].

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{vzd}}{d} \cdot \left(\frac{w_{vzd} \cdot d}{\nu_{vzd}}\right) \cdot Pr_{vzd}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (7.295)$$

$$\lambda_{vzd} = 0,0340 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1} \dots \text{součinitel tepelné vodivosti vzduchu}$$

$$\nu_{vzd} = 2,6680 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot s^{-1} \dots \text{kinematická viskozita vzduchu}$$

$$Pr_{vzd} = 0,6900 [-] \dots \text{Prandtlovo číslo pro vzduch}$$

$$C_l, C_m [-] \dots \text{opravné koeficienty}$$

### ***Opravný koeficient $C_t$***

Jeho hodnota závisí na teplotě proudu a stěny. V případě nahřívání vzduchu se počítá dle následujícího vztahu.

$$C_t = \left(\frac{\bar{T}_{vzd}}{T_{st}}\right)^{0,5} = \left(\frac{403,15K}{528,1795K}\right)^{0,5} = 0,8737$$

$$T_{st} [K] \dots \text{teplota stěny (dána aritmetickým průměrem střední teploty spalín a vzduchu)}$$

$$\{\alpha_2\} = 0,023 \cdot \frac{0,034}{0,0395} \cdot \left(\frac{14,3503 \cdot 0,0395}{2,668 \cdot 10^{-5}}\right) \cdot 0,69^{0,4} \cdot 0,8737 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 42,5703 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (7.296)$$

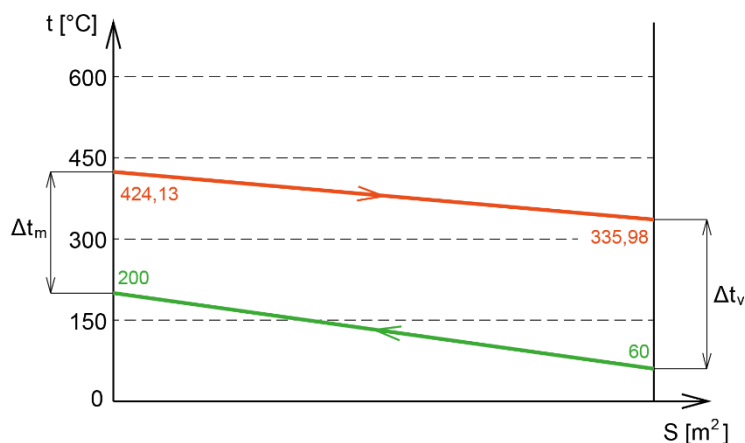
$\xi [-]$ ...součinitel využití plochy

$$k = 0,6 \cdot \frac{103,8963 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 42,5703 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{103,8963 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 42,5703 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}} = 18,1184 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Teplotní spád

V případě ohříváku vzduchu jde o tzv. křížové proudění, tj. směr média se ve spalinovém tahu neotočí, ale médium prochází skrze spalínový tah jednou, přijme od spalín teplo a spaliny křížem obtékají trubky ohříváku vzduchu. Tuto skutečnost zohledňuje součinitel pro křížové proudění.

V prvním kroku určíme teplotní spád jako by šlo o běžné protiproudé proudění.



Obr. 7.24 – Teplotní spád na ohříváku vzduchu AH – bagasa

$$\Delta t_v = t_{sp}^{out} - t_{vzd}^{in} = 335,9844^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C} = 275,9844^\circ\text{C} \quad (7.297)$$

$$\Delta t_m = t_{sp}^{in} - t_{vzd}^{out} = 424,1335^\circ\text{C} - 200^\circ\text{C} = 224,1335^\circ\text{C} \quad (7.298)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{275,9844^\circ\text{C} - 224,1335^\circ\text{C}}{2,3 \cdot \log \frac{275,9844^\circ\text{C}}{224,1335^\circ\text{C}}} = 249,4404^\circ\text{C} \quad (7.299)$$

Součinitel pro křížové proudění lze odečíst z grafu (viz [1]), přičemž pro jeho stanovení potřebujeme hodnoty níže.

**Celkový rozdíl teplot hřejícího média (spaliny)**

$$\tau_m = t_{sp}^{in} - t_{sp}^{out} = 424,1335^\circ\text{C} - 335,9844^\circ\text{C} = 88,1491^\circ\text{C} \quad (7.300)$$

**Celkový rozdíl teplot ohřívaného média (vzduch)**

$$\tau_v = t_{vzd}^{out} - t_{vzd}^{in} = 200^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C} = 140^\circ\text{C} \quad (7.301)$$



**Parametry P a R**

$$P = \frac{\tau_m}{t_{sp}^{in} - t_{vzd}^{in}} = \frac{88,1491^\circ\text{C}}{424,1335^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C}} = 0,2421 \quad (7.302)$$

$$R = \frac{\tau_v}{\tau_m} = \frac{140^\circ\text{C}}{88,1491^\circ\text{C}} = 1,5882 \quad (7.303)$$

**Součinitel pro křížové proudění**

Pro výše vypočítané parametry P a R je hodnota součinitele pro křížové proudění tato.

$$\psi = 0,95 \quad (7.304)$$

Skutečný korigovaný teplotní spád je tedy následovný.

$$\Delta t_{ln}^* = \psi \cdot \Delta t_{ln} = 0,95 \cdot 249,4404^\circ\text{C} = 236,9684^\circ\text{C} \quad (7.305)$$

**Tepelný výkon**

Tepelný výkon spalín, který přejde do ohříváku vzduchu je následující.

$$\dot{Q}_{tep}^{AH} = k \cdot S^{AH} \cdot \Delta t_{ln}^* \quad (7.306)$$

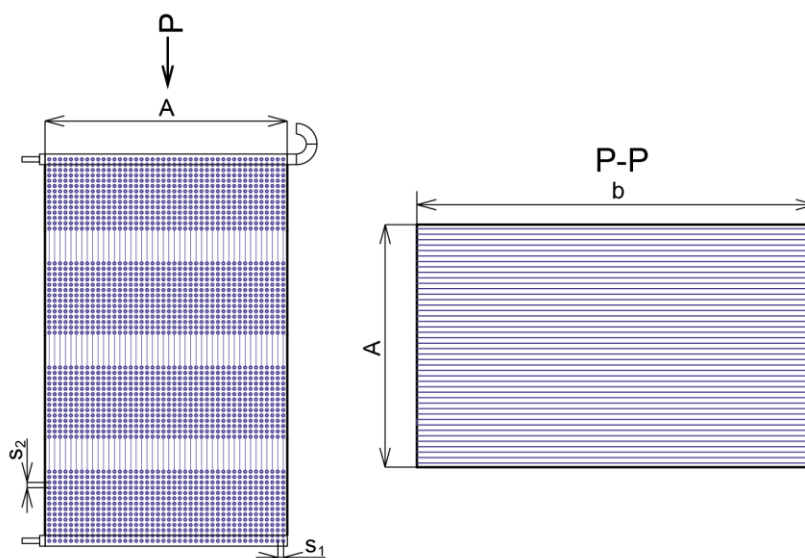
$$\dot{Q}_{tep}^{AH} = 18,1184\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 2914,6804\text{m}^2 \cdot 236,9684^\circ\text{C} = 12514,1340\text{kW}$$

Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}^{AH} - \dot{Q}_{tep}^{AH}}{\dot{Q}^{AH}} = \frac{12523,6837\text{kW} - 12514,1340\text{kW}}{12523,6837\text{kW}} \cdot 100\% = 0,0763\% \quad (7.307)$$

**7.14 Ekonomizér ECO1****Geometrie**

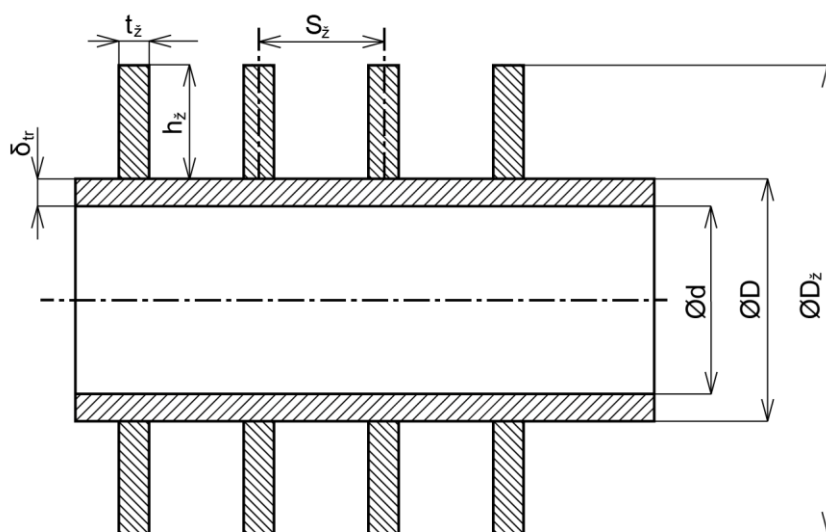
Ekonomizér ECO1 tvořen žebrovanými trubkami. Ve spalínovém kanálu je rozdělen na 4 stejné části po 16 řadách. Pozice trubek ve spalínovém kanálu je otočena o 90 ° vůči trubkám ostatních ploch z důvodu zrovnomnění teplotního profilu spalín po šířce tahu.



Obr. 7.25 – Schéma geometrie ekonomizéru ECO1 a příslušného prostoru spalínového kanálu

Tab. 7.14 – Geometrie ekonomizéru ECO1 a příslušného prostoru spalínového kanálu

ekonomizér ECO1		spalínový kanál	
vnější průměr trubky $\varnothing D$ [m]	0,0320	šířka A [m]	3,6500
tloušťka stěny $\delta_{tr}$ [m]	0,0036	celková délka b [m]	6,0000
vnitřní průměr trubky $\varnothing d$ [m]	0,0248		
příčná rozteč $s_1$ [m]	0,0820		
podélná rozteč $s_2$ [m]	0,0800		
počet trubek v řadě $n_{tr}$ [-]	44		
počet řad $n_r$ [-]	64		



Obr. 7.26 – Schéma geometrie žeber na trubkách ekonomizéru ECO1

Tab. 7.15 – Geometrie žeber na trubkách ekonomizéru ECO1

počet žeber na 1 metr délky trubky $n_{zm}$ [-]	106
výška žebra $h_z$ [m]	0,0100
tloušťka žebra $t_z$ [m]	0,0010
rozteč žeber $s_z$ [m]	0,0094
průměr s žebry $\varnothing D_z$ [m]	0,0520

**Plocha jednoho žebra**

$$S_{l\bar{z}} = 2 \cdot \left( \frac{\pi \cdot D_z^2}{4} - \frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) + t_z \cdot \pi \cdot D_z \quad (7.308)$$

$$S_{l\bar{z}} = 2 \cdot \left( \frac{\pi \cdot (0,052\text{m})^2}{4} - \frac{\pi \cdot (0,032\text{m})^2}{4} \right) + 0,001\text{m} \cdot \pi \cdot 0,052\text{m} = 0,0028\text{m}^2$$

**Průřez v oblasti ekonomizéru ECO1**

$$F = b \cdot A = 6\text{m} \cdot 3,65\text{m} = 21,9000\text{m}^2 \quad (7.309)$$

**Plocha jednoho metru žebrované trubky**

$$S_{lm} = (1 - n_{zm} \cdot t_z) \cdot \pi \cdot D + n_{zm} \cdot S_{lz} \quad (7.310)$$

$$S_{lm} = (1 - 106 \cdot 0,001m) \cdot \pi \cdot 0,032m + 106 \cdot 0,0028m = 0,3869m^2$$

**Celková plocha ekonomizéru ECO1**

$$S^{ECO1} = S_{lm} \cdot b \cdot n_{tr} \cdot n_r = 0,3869m^2 \cdot 6m \cdot 44 \cdot 64 = 6537,3758m^2 \quad (7.311)$$

**Parametry média a spalin****Střední teplota vody**

$$\bar{t}_v = \frac{t_v^{out} + t_v^{in}}{2} = \frac{227^\circ C + 130^\circ C}{2} = 178,5^\circ C \quad (7.312)$$

**Střední tlak vody**

$$\bar{p}_v = \frac{p_v^{out} + p_v^{in}}{2} = \frac{10,11MPa + 10,3MPa}{2} = 10,205MPa \quad (7.313)$$

**Střední měrný objem vody**

Střední měrný objem vody je určen pomocí aplikace X Steam jako funkce střední teploty vody a středního tlaku vody.

$$\bar{v}_v = 0,0011 m^3 \cdot kg^{-1} \quad (7.314)$$

**Rychlost vody**

Pro zajištění vhodné rychlosti vody je napájecí voda zaváděna paralelně do dvou řad.

$$w_v = \frac{(\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{vl} - \dot{m}_{v2}) \cdot \bar{v}_v \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot 2 \cdot n_{tr}} \quad (7.315)$$

$$w_v = \frac{(55,5556 - 6,4275 - 1,1148) kg \cdot s^{-1} \cdot 0,0011 m^3 \cdot kg^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,0248m)^2 \cdot 2 \cdot 44} = 1,2748 m \cdot s^{-1}$$

**Střední teplota spalin**

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{187,7837^\circ C + 335,9844^\circ C}{2} = 261,8840^\circ C \quad (7.316)$$

**Skutečné množství spalin s příslušným přebytkem vzduchu**

$$V_{sp} = V_{sp \min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz \min} \quad (7.317)$$

$$V_{sp} = 3,0378m^3 \cdot kg^{-1} + (1,36 - 1) \cdot 2,0846m^3 \cdot kg^{-1} = 3,7882m^3 \cdot kg^{-1}$$

**Skutečný průtok spalin**

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (7.318)$$

$$\dot{V}_{sp} = 3,7882 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 24,6421 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{261,884^\circ\text{C} + 273,15}{273,15} = 182,8507 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

**Spalinový průřez**

$$\bar{F} = F - n_{tr} \cdot b(D + 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_{zm}) \quad (7.319)$$

$$\bar{F} = 21,9 \text{ m}^2 - 44 \cdot 6 \text{ m} \cdot (0,032 \text{ m} + 2 \cdot 0,01 \text{ m} \cdot 0,001 \text{ m} \cdot 106 \text{ m}^{-1}) = 12,8923 \text{ m}^2$$

**Rychlost spalin**

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{182,8507 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{12,8923 \text{ m}^2} = 14,1829 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.320)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro trubky s kruhovými žebry

$$\alpha_k = 0,105 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_{sp}}{S_z} \cdot \left(\frac{d}{S_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{S_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot S_z}{\nu_{sp}}\right)^{0,72} \quad (7.321)$$

$C_Z [-]$ ...oprava na počet podélných řad

$C_S [-]$ ...oprava na uspořádání ve svazku ( $\sigma_2 > 2$ )

$\lambda_{sp} = 0,0482 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti spalin

$\nu_{sp} = 4,0336 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita spalin

$$\{\alpha_k\} = 0,105 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0482}{0,0094} \cdot \left(\frac{0,032}{0,0094}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,01}{0,0094}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{14,1829 \cdot 0,0093}{4,0336 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,72}$$

$$\alpha_k = 94,3309 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_{Ir} = \left[ \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi \cdot \alpha_k} \quad (7.322)$$

$\mu [-]$ ...součinitel rozšíření žebra

$\psi [-]$ ...koeficient charakterizující nerovnoměrné rozdělení  $\alpha_k$  po povrchu žebra

$\varepsilon [-]$ ...součinitel znečištění

$$E = f\left(\beta \cdot h_z; \frac{D_z}{D}\right) \dots \text{součinitel efektivnosti žebra}$$

**Podíl výhřevných ploch žebor a celkové plochy ze strany spalin**

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2\left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,052 \text{ m}}{0,032 \text{ m}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,052 \text{ m}}{0,032 \text{ m}}\right)^2 - 1 + 2\left(\frac{0,0094 \text{ m}}{0,032 \text{ m}} - \frac{0,001 \text{ m}}{0,032 \text{ m}}\right)} = 0,7568 \quad (7.323)$$

**Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na straně spalín**

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,7568 = 0,2432 \quad (7.324)$$

**Součinitel efektivnosti žebra**

Součinitel efektivnosti žebra E se určuje z nomogramu. Pro jeho stanovení je třeba vypočítat následující koeficient.

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi \cdot \alpha_k)}} \quad (7.325)$$

$\lambda_z [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$  ...součinitel tepelné vodivosti žebra

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 94,3309 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}{0,001 m \cdot 40 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1} \cdot (1 + 0,0123 \cdot 0,85 \cdot 94,3309 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})}} = 44,9505 m^{-1}$$

Pro výše vypočítané hodnoty lze z nomogramu odečíst následující hodnotu součinitele efektivnosti žebra.

$$E = 0,9277 \quad (7.326)$$

Můžeme již přistoupit k výpočtu redukovaného součinitele přestupu tepla.

$$\{\alpha_{lr}\} = [0,7568 \cdot 0,9277 \cdot 1 + 0,2432] \cdot \frac{0,85 \cdot 94,3309}{1 + 0,0123 \cdot 0,85 \cdot 94,3309}$$

$$\alpha_{lr} = 38,1985 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

**Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{lr}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_1}{S_2}} \rightarrow \text{pro velké } \alpha_{2r} \rightarrow k = \alpha_{lr} \quad (7.327)$$

Pro velké hodnoty redukovaného součinitele přestupu tepla z vnitřní strany přechází vztah pro součinitel prostupu tepla na rovnost s redukovaným součinitelem přestupu tepla ze strany spalín. V našem případě vychází redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany vody přes 10 000 W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup> a proto člen, který jej obsahuje lze pokládat za nulový.

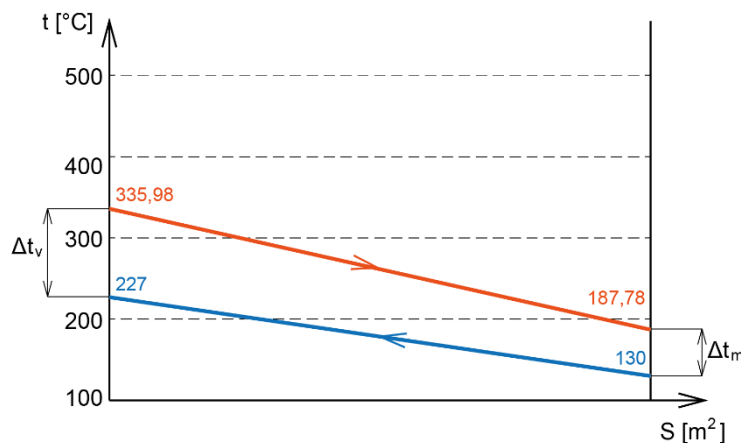
**Teplotní spád**

Při určování teplotního spádu na ekonomizéru ECO1 uvažujeme protiproudé proudění spalín a média.

$$\Delta t_v = t_{sp}^{in} - t_v^{out} = 355,9844^\circ C - 227^\circ C = 108,9844^\circ C \quad (7.328)$$

$$\Delta t_m = t_{sp}^{out} - t_v^{in} = 187,7837^\circ C - 130^\circ C = 57,7837^\circ C \quad (7.329)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{108,9844^\circ C - 57,7837^\circ C}{2,3 \cdot \log \frac{108,9844^\circ C}{57,7837^\circ C}} = 80,7855^\circ C \quad (7.330)$$



Obr. 7.27 – Teplotní spád na ekonomizéru ECO1 – bagasa

### Tepelný výkon

Tepelný výkon spalin, který přejde do ekonomizéru ECO1 je následující.

$$\dot{Q}_{tep}^{ECO1} = k \cdot S^{ECO1} \cdot \Delta t_{ln} \quad (7.331)$$

$$\dot{Q}_{tep}^{ECO1} = 37,8534 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 6537,3758 \text{ m}^2 \cdot 80,7855 \text{ }^{\circ}\text{C} = 19991,3182 \text{ kW}$$

Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}_{tep}^{ECO1} - \dot{Q}_{tep}^{ECO1}}{\dot{Q}_{tep}^{ECO1}} = \frac{20392,2704 \text{ kW} - 19991,3182 \text{ kW}}{20392,2704 \text{ kW}} \cdot 100\% = 1,9662\% \quad (7.332)$$

## 7.15 Výparník

Jako poslední plocha zůstává výparník. Níže je určen tepelný výkon výparníku a dále je klasicky porovnán s výkonem návrhovým.

### ***Tepelný výkon výparníku***

$$\dot{Q}_{tep}^{EVA} = \varphi \cdot \dot{M}_{pv} \cdot (I_u - I_o^{skut}) + \dot{Q}_{sh3a}^{DP} + \dot{Q}_{sh3b}^{DP} + \dot{Q}_{sh4}^{DP} + \dot{Q}_{sh2}^{DP} + \dot{Q}_{tep}^{mříž} \quad (7.333)$$

$\varphi [-]$ ...součinitel uchování tepla (vzorec 5.17)

$I_u [kJ \cdot kg^{-1}]$ ...užitečné teplo uvolněné v ohniště (vzorec 5.10)

$I_o^{skut} [kJ \cdot kg^{-1}]$ ...entalpie spalin na výstupu z ohniště pro skutečnou teplotu spalin

$$\{\dot{Q}_{tep}^{EVA}\} = 0,9948 \cdot 24,6421 \cdot (7991,4408 - 5020,3239) + 1596,4071 + 877,7364 + 556,8826 + 145,5616 + 1573,0396$$

$$\dot{Q}_{tep}^{EVA} = 77583,5005 \text{ kW}$$

Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}^{EVA} - \dot{Q}_{tep}^{EVA}}{\dot{Q}^{EVA}} = \frac{76213,5573kW - 77583,5005kW}{76213,5573kW} \cdot 100\% = -1,7658\% \quad (7.334)$$

## 7.16 Kontrola celkové bilance kotle a teplota rosného bodu spalin

Na závěr porovnáme tepelné výkony všech teplosměnných ploch (mimo ohřívač vzduchu) s výrobním teplem páry. V rámci celého kotle by tento rozdíl neměl přesáhnout 0,5 %.

$$\dot{Q}_{tep}^{celk} = \dot{Q}_{tep}^{EVA} + \dot{Q}_{tep}^{SH3a} + \dot{Q}_{tep}^{SH3b} + \dot{Q}_{tep}^{SH4} + \dot{Q}_{tep}^{SH2} + \dot{Q}_{tep}^{SH1b} + \dot{Q}_{tep}^{SH1a} + \dot{Q}_{tep}^{ECO2} + \dot{Q}_{tep}^{ECO1} \quad (7.335)$$

$$\{\dot{Q}_{tep}^{celk}\} = 77583,5005 + 3896,9666 + 3438,7538 + 15128,3001 + 8350,7828 + 11583,86 + \\ + 13148,8985 + 7650,9742 + 19991,3182$$

$$\dot{Q}_{tep}^{celk} = 160773,3547 kW$$

$$\frac{\dot{Q}_v - \dot{Q}_{tep}^{celk}}{\dot{Q}_v} = \frac{160054,6696kW - 160773,3547kW}{160054,6696kW} \cdot 100\% = -0,4470\% \quad (7.336)$$

### 7.16.1 Skutečná účinnost kotle

Nyní je třeba přepočítat hodnotu účinnosti kotle, pro skutečnou teplotu spalin na konci kotle. Výpočet je proveden stejně jako v kapitole 4.1.2, přičemž teplota spalin na konci kotle má vliv pouze na ztrátu fyzickým teplem úletu a popílku a pak především na ztrátu citelným teplem spalin. Tyto dílčí ztráty budou přepočítány, přičemž hodnoty ostatních ztrát budou převzaty z již zmiňované kapitoly 4.1.2.

#### *Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků*

$$z_f = z_{f\_ssp} + z_{f\_úp} \quad (7.337)$$

$z_{f\_ssp}$  [%]...ztráta fyzickým teplem škváry, strusky a roštového propadu (beze změny)

$z_{f\_úp}$  [%]...ztráta fyzickým teplem úletu a popílku

$$z_{f\_úp} = \frac{X_{úp}}{100 - C_{úp}} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_{úp} \cdot t_{úp} \quad (7.338)$$

$X_{úp}$  [%]...poměr hmot. popele v úletu a popílku ku hmot. popelovin v palivu (beze změny)

$C_{úp}$  [%]...procento hořlaviny v úletu a popílku (beze změny)

$A^r$  [%]...obsah popela (beze změny)

$Q_p^p$  [kJ·kg<sup>-1</sup>]...teplo přivedené do kotle (beze změny)

$c_{úp}$  [kJ·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>]...měrná tepelná kapacita úletu a popílku

$t_{úp}$  [°C]...teplota úletu a popílku (teplota spalin na konci ohniště)

$$\{z_{f\_úp}\} = \frac{90}{100 - 15} \cdot \frac{1,88}{7454,2627} \cdot 0,8414 \cdot 187,7837$$

$$z_{f\_úp} = 0,0422 \%$$

$$z_f = 0,0067\% + 0,0422\% = 0,0489\%$$

### **Ztráta citelným teplem spalín (komínová ztráta)**

$$z_k = (100 - z_{mn}) \cdot \frac{I_{sp} - I_{vz}}{Q_p^p} \quad (7.339)$$

$z_{mn}$  [%] ...ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (beze změny)

$I_{sp}$  [kJ·kg<sup>-1</sup>] ...entalpie spalín při teplotě a přeb. vzd. za kotlem ( $t = 187,6046^\circ\text{C}$ ;  $\alpha = 1,36$ )

$I_{vz}$  [kJ·kg<sup>-1</sup>] ...entalpie vzduchu s přeb. vzd. za kotlem při teplotě okolí (beze změny)

$$I_{sp} = 1\,006,9710 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (7.340)$$

$$z_k = (100\% - 1,4509\%) \cdot \frac{1006,971 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 94,2007 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{7454,2627 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} = 12,0673\%$$

Celková tepelná účinnost kotle se poté vypočítá dle vzorce 4.15 s částečně převzatými výsledky kapitoly 4.1.2.

$$\eta_k^{skut} = 100\% - \sum_i z_i = 100\% - (z_{cn} + z_{mn} + z_f + z_{so} + z_k + z_n) \quad (7.341)$$

$$\eta_k^{skut} = 100\% - (0,1727\% + 1,4509\% + 0,0489\% + 0,52\% + 12,0673\% + 0,1\%) = 85,6402\%$$

Skutečná tepelná účinnost kotle je o dvě desetiny nižší než účinnost předpokládaná. Tato skutečnost reflektuje nepatrný nárůst teploty spalín na konci kotle oproti předpokládané hodnotě.

### **7.16.2 Teplota rosného bodu spalín**

Na samotný závěr, je třeba porovnat teplotu spalín na konci kotle s teplotou rosného bodu. Při podkročení teploty rosného bodu nastává kondenzace vodních par, což má za následek tvorbu kyseliny sírové. Takový kondenzát způsobuje značnou korozi trubek teplosměnných ploch a je proto nežádoucí.

Lze odvodit (pramen [3]), že mezi tlakem a objemem směsi plynů a složkou této směsi platí následující vztah.

$$p \cdot V_i = p_i \cdot V \quad (7.342)$$

$p$  [Pa],  $V$  [m<sup>3</sup>] ...stavové veličiny směsi plynů

$p_i$  [Pa],  $V_i$  [m<sup>3</sup>] ...stavové veličiny jedné ze složek této směsi

Jednoduchou úpravou výše uvedeného vztahu dojdeme k závěru, že poměr tlaků složky směsi vůči celé směsi je roven poměru objemů složky směsi a celé směsi.

#### **7.16.2.1 Parciální tlak vodní páry**

$$p_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{sp}} \cdot p_{sp} \quad (7.343)$$

$V_{H_2O}$  [m<sup>3</sup>·kg<sup>-1</sup>] ...objem vodní páry ve spalínách



$$p_{H_2O} = \frac{1,0236m^3 \cdot kg^{-1}}{3,7882m^3 \cdot kg^{-1}} \cdot 99724Pa = 26946,1714Pa$$

Nyní přistoupíme k výpočtu teploty rosného bodu spalín dle [1].

$$t_r = t_k + \frac{\beta \cdot \sqrt[3]{S_r}}{(1,05)^{4,19 \cdot X_{ip} \cdot A_r}} \quad (7.345)$$

$t_k [^{\circ}C]$ ...teplota kondenzace vodní páry při jejím parciálním tlaku (z X Steam pro  $p_{H_2O}$ )

$\beta [-]$ ...součinitel zahrnující vliv přebytku vzduchu

$X_{ip} [\%]$ ...poměr hmot. popele v úletu a popílku ku hmot. popelovin v palivu

**Redukovaný obsah síry v surovém palivu**

$$S_r = \frac{S^r}{Q_i^r} \cdot 1000 = \frac{0,07\%}{7,3190MJ \cdot kg^{-1}} \cdot 1000 = 0,0096\% \cdot kg \cdot MJ^{-1} \quad (7.346)$$

**Redukovaný obsah popela v surovém palivu**

$$A_r = \frac{A^r}{Q_i^r} \cdot 1000 = \frac{1,88\%}{7,3190MJ \cdot kg^{-1}} \cdot 1000 = 0,2569\% \cdot kg \cdot MJ^{-1} \quad (7.347)$$

Nyní dosadíme do vzorce 7.345 a vypočítáme teplotu rosného bodu

$$\{t_r\} = 66,6489 + \frac{200,9583 \cdot \sqrt[3]{0,0096}}{(1,05)^{4,19 \cdot 0,9 \cdot 0,2569}}$$

$$t_r = 107,3366^{\circ}C$$

Na základě výsledku výše je zřejmé, že teplota spalín je vyšší než teplota rosného bodu se značnou rezervou a proto nehrozí, že by docházelo k nízkoteplotní korozi.

## 8 TEPELNÝ VÝPOČET TEPLSMĚNNÝCH PLOCH – HNĚDÉ UHLÍ

V této kapitole je proveden tepelný výpočet teplosměnných ploch pro spalování hnědého uhlí. Postup je totožný jako v případě bagasy, a proto se v některých pasážích obejde bez komentářů, které byli uvedeny dříve. Stejně tak je již u každé plochy vynechán odstavec věnovaný geometrii, neboť geometrie trubek a spalínového kanálu zůstává stejná.

### 8.1 Deskový přehřívák SH3a

#### Parametry média a spalin

Pro výpočet parametrů média využíváme hodnoty z tabulky 6.3 s návrhovými parametry vody a páry. Při výpočtu parametrů spalin jsou užity hodnoty z tabulky 6.5.

#### ***Střední teplota páry***

$$\bar{t}_p = \frac{t_p^{out} + t_p^{in}}{2} = \frac{435^\circ\text{C} + 415^\circ\text{C}}{2} = 425^\circ\text{C} \quad (8.1)$$

#### ***Střední tlak páry***

$$\bar{p}_p = \frac{p_p^{out} + p_p^{in}}{2} = \frac{9,58\text{MPa} + 9,72\text{MPa}}{2} = 9,65\text{MPa} \quad (8.2)$$

#### ***Střední měrný objem páry***

Střední měrný objem páry je určen pomocí aplikace X Steam jako funkce střední teploty páry a středního tlaku páry.

$$\bar{v}_p = 0,0293\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.3)$$

#### ***Rychlost páry***

$$w_p = \frac{(\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v2}) \cdot \bar{v}_p \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{ld} \cdot n_d} \quad (8.4)$$

$$w_p = \frac{(55,5556 - 0,3592)\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,0293\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,0333\text{m})^2 \cdot 12 \cdot 8} = 19,3746\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

#### ***Střední teplota spalin***

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{878,6827^\circ\text{C} + 943,5277^\circ\text{C}}{2} = 911,1052^\circ\text{C} \quad (8.5)$$

#### ***Skutečné množství spalin s příslušným přebytkem vzduchu***

$$V_{sp} = V_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min} \quad (8.6)$$

$$V_{sp} = 6,4357\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} + (1,31 - 1) \cdot 6,1059\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} = 8,3285\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

#### ***Skutečný průtok spalin***

$$\dot{V}_{sp} = \chi^{SH3a} \cdot V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (8.7)$$

$$\dot{V}_{sp} = 0,5425 \cdot 8,3285 m^3 \cdot kg^{-1} \cdot 7,3773 kg \cdot s^{-1} \cdot \frac{911,1052^\circ C + 273,15}{273,15} = 144,5099 m^3 \cdot s^{-1}$$

***Střední spalínový průřez***

Střední spalínový průřez vychází z geometrie a je proto stejný jako v případě spalování bagasy (viz vzorec 7.12)

$$\bar{F} = 28,7241 m^2 \quad (8.8)$$

***Rychlost spalin***

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{144,5099 m^3 \cdot s^{-1}}{28,7241 m^2} = 5,0310 m \cdot s^{-1} \quad (8.9)$$

***Sálavé teplo z ohniště***

Vzhledem k tomu, že je přehřívák SH3a umístěn hned za výstupním oknem z ohniště, je třeba při tepelném výpočtu uvažovat sálání z ohniště, které je třeba určit v prvním kroku.

***Hustota tepelného toku procházejícího výstupním průřezem ohniště***

$$q_0 = \delta \cdot y_h \cdot \bar{q} = 1 \cdot 0,7 \cdot 113,9276 kW \cdot m^{-2} = 79,7494 kW \cdot m^{-2} \quad (8.10)$$

$\delta [-]$ ...podíl tep. toku výstupním průřezem a toku do stěn v místě výstupního průřezu

$y_h [-]$ ...součinitel tepelné nerovnoměrnosti po výšce ohniště

$\bar{q} [kW \cdot m^{-2}]$ ...střední tepelné zatížení stěn ohniště (vzorec 5.56)

***Hustota tepelného toku procházejícího výstupním průřezem přehříváku***

$$q_{sv} = y_h \cdot \bar{q} \cdot \frac{F_o}{F_{sv}} \cdot (1-a) \cdot \varphi_{o-sv} + 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot \psi_{sv} \cdot a \cdot \left( \frac{\bar{T}_{sp}}{100} \right)^4 \quad (8.11)$$

$\psi_{sv} [-]$ ...součinitel tepelné efektivnosti svazku

***Stupeň černosti proudu spalin***

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.12)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 2,1612 \cdot 0,0997 \cdot 1,2559 = 0,2707 \quad (8.13)$$

Význam jednotlivých veličin je stejný, jako tomu bylo při výpočtu spalovací komory v kapitole 5.3.4. Postup jejich výpočtu je totožný, jen pro veličiny při přebytku vzduchu  $\alpha = 1,31$ , které jsou uvedeny v tabulce 3.8, a pro střední teplotu spalin, proto zde nebude znovu uváděn.

Efektivní sálavá tloušťka je dána jen geometrií a je stejná jako v případě výpočtu ploch při spalování bagasy (viz vzorec 7.20).

Po dosazení do rovnice 8.12 získáme stupeň černosti ohniště.

$$a = 1 - e^{-0,2707} = 0,2371$$

**Úhlový součinitel ohniště – svazek**

Úhlový součinitel ohniště – svazek je definovaný jen geometrií ploch, která zůstává neměnná (viz vzorec 7.21),

$$\varphi_{o-sv} = 0,3325 \quad (8.14)$$

Nyní již lze dosadit do vztahu 8.11 a získat hustotu tep. toku opouštějícího prostor SH3a.

$$\{q_{sv}\} = 0,7 \cdot 113,9276 \cdot \frac{21,7223}{42,3864} \cdot (1 - 0,2371) \cdot 0,3325 + 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 \cdot 0,2371 \cdot \left(\frac{1184,2552}{100}\right)^4$$

$$q_{sv} = 23,6594 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$$

**Sálavé teplo z ohniště a prostoru SH3a zachycené v prostoru SH3a**

$$Q_{s,dp}^{SH3a} = \frac{q_o \cdot F_o - q_{sv} \cdot F_{sv}}{x^{SH3a} \cdot \dot{M}_{pv}} \quad (8.15)$$

$$Q_{s,dp}^{SH3a} = \frac{79,7494 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 21,7223 \text{ m}^2 - 23,6594 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 42,3864 \text{ m}^2}{0,5425 \cdot 7,3773 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}} = 182,2818 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

**Část sálavého tepla z ohniště, kterou převezme přehřívák SH3a**

$$Q_{s,d}^{SH3a} = \frac{S^{SH3a}}{S^{SH3a} + S_{sh3a}^{DP}} \cdot Q_{s,dp}^{SH3a} \quad (8.16)$$

$$Q_{s,d}^{SH3a} = \frac{135,5448 \text{ m}^2}{135,5448 \text{ m}^2 + 71,9350 \text{ m}^2} \cdot 182,2818 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 119,0831 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

**Část sálavého tepla z ohniště, kterou převezmou doplňkové plochy**

$$Q_{s,p}^{SH3a} = Q_{s,dp}^{SH3a} - Q_{s,d}^{SH3a} = 182,2818 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 119,0831 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 63,1986 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.17)$$

**Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny pro příčné obtékání**

$$\alpha_{1,př} = \xi \cdot \left( \alpha_{k,př} \cdot \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot s_2 \cdot x_u} + \alpha_s \right) \quad (8.18)$$

$\xi[-]$ ...součinitel využití výhřevné plochy

$\alpha_{k,př} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ ...součinitel přestupu tepla konvekcí (příčné obtékání)

$\alpha_s [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ ...součinitel přestupu tepla sáláním

**Součinitel přestupu tepla konvekcí**

$$\alpha_{k,př} = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,33} \quad (8.19)$$

$C_z [-]$ ...oprava na počet podélných řad

$\lambda_{sp} = 0,0967 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti spalín

$\nu_{sp} = 1,5133 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita spalín

$\text{Pr}_{sp} = 0,5764 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro spaliny

### **Oprava na uspořádání svazku**

Oprava na uspořádání svazku závisí pouze na geometrii desek a je proto stejná jako v případě přehříváku SH3a v kapitole 7 (viz vzorec 7.27).

$$C_s = 0,5780 \quad (8.20)$$

Po dosazení do rovnice 8.19 dostáváme následující.

$$\{\alpha_{k,př}\} = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,578 \cdot \frac{0,0976}{0,0445} \cdot \left( \frac{5,031 \cdot 0,0445}{1,5133 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,5764^{0,33}$$

$$\alpha_{k,př} = 24,0818 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

### **Součinitel přestupu tepla sáláním**

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)} \quad (8.21)$$

$a_{st} [-]$ ...stupeň černosti povrchu stěn

$a [-]$ ...stupeň černosti proudu spalín (vzorec 8.12)

### **Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn**

$$T_z = \bar{T}_p + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{\dot{Q}^{SH3a} + \dot{M}_{pv} \cdot Q_{s,d}^{SH3a}}{S^{SH3a}} \cdot 10^3 \quad (8.22)$$

$\varepsilon [-]$ ...součinitel znečištění výhřevné plochy

Pro výpočet vzorce 8.22 je nutné určit součinitel přestupu tepla ze stěny do média.

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right) \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (8.23)$$

$\lambda_p = 0,0681 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti páry

$\nu_p = 7,5137 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita páry

$\text{Pr}_p = 1,0703 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro páru

$C_t, C_l, C_m [-]$ ...opravné koeficienty

$$\{\alpha_2\} = 0,023 \cdot \frac{0,0681}{0,0333} \cdot \left( \frac{19,3746 \cdot 0,0333}{7,5137 \cdot 10^{-7}} \right) \cdot 1,0703^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 2699,1126 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Po dosazení do rovnice 8.22 dostáváme teplotu zaprášeného povrchu stěn.

$$\{T_z\} = 698,15 + \left( 0,0065 + \frac{1}{2699,1126} \right) \cdot \frac{3285,1737 + 7,3773 \cdot 119,0831}{135,5448} \cdot 10^3$$

$$T_z = 1051,4529 \text{ K}$$

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,2371 \cdot 1184,2552^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{1051,4592}{1184,2552} \right)^4}{1 - \left( \frac{1051,4592}{1184,2552} \right)}$$

$$\alpha_s = 68,2118 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalín do stěny pro příčné obtékání dle vzorce 8.18.

$$\{\alpha_{1,př}\} = 0,85 \cdot \left( 24,0818 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445}{2 \cdot 0,047 \cdot 0,9603} + 68,2118 \right)$$

$$\alpha_{1,př} = 89,6806 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny pro podélné obtékání

$$\alpha_{1,pod} = \xi \cdot \left( \alpha_{k,pod} \cdot \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot s_2 \cdot x_{u_i}} + \alpha_s \right) \quad (8.24)$$

#### *Součinitel přestupu tepla konvekci*

$$\alpha_{k,pod} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot d_e}{v_{sp}} \right) \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (8.25)$$

#### **Ekvivalentní průměr**

Ekvivalentní průměr se opět odvíjí pouze od geometrie desek a spalínového kanálu, proto jeho hodnotu přejímáme dle vzorce 7.33.

$$d_e = 1,3715 \text{ m} \quad (8.26)$$

Nyní lze přistoupit k dosazení do vztahu 8.25.

$$\{\alpha_{k,pod}\} = 0,023 \cdot \frac{0,0967}{1,3715} \cdot \left( \frac{5,031 \cdot 1,3715}{1,5133 \cdot 10^{-4}} \right) \cdot 0,5764^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_{k,pod} = 6,9410 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\{\alpha_{1,pod}\} = 0,85 \cdot \left( 6,941 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445}{2 \cdot 0,047 \cdot 0,9603} + 68,2118 \right)$$

$$\alpha_{1,pod} = 67,1169 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{k_{pod} \cdot S_{pod} + k_{př} \cdot S_{př}}{S_{pod} + S_{př}} \quad (8.27)$$

#### *Součinitel prostupu tepla pro příčné obtékání*

$$k_{př} = \frac{\alpha_{1,př}}{1 + \alpha_{1,př} \cdot \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot (1+m)} \quad (8.28)$$

$m[-]$ ...podíl tepla vysálaného z ohniště a tepla odevzdaného přehříváku SH3a

$$\{k_{př}\} = \frac{89,6806}{1 + 89,6806 \cdot \left( 0,0065 + \frac{1}{2699,1126} \right) \cdot (1+0,1572)}$$

$$k_{př} = 52,2409 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### *Součinitel prostupu tepla pro podélné obtékání*

$$k_{pod} = \frac{\alpha_{1,pod}}{1 + \alpha_{1,pod} \cdot \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot (1+m)} \quad (8.29)$$

$$\{k_{pod}\} = \frac{67,1169}{1 + 67,1169 \cdot \left( 0,0065 + \frac{1}{2699,1126} \right) \cdot (1+0,1572)}$$

$$k_{pod} = 43,6857 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výsledný součinitel prostupu tepla na deskovém přehříváku SH3a je tedy následující.

$$\{k\} = \frac{43,6857 \cdot 32 + 52,2409 \cdot 103,5448}{32 + 103,5448}$$

$$k = 50,2211 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### Teplotní spád

Jelikož jsou deskové přehříváky obecně umístěny v oblasti vysokých teplot spalin, je velký také teplotní spád na obou koncích výhřevné plochy a lze jej počítat následovně.

$$\Delta t = \bar{t}_{sp} - \bar{t}_p = 911,1052^\circ\text{C} - 425^\circ\text{C} = 486,1052^\circ\text{C} \quad (8.30)$$

#### Tepelný výkon

Tepelný výkon spalin, který přejde do deskového přehříváku SH3a je tento.

$$\dot{Q}_{tep}^{SH3a} = k \cdot S^{SH3a} \cdot \Delta t \quad (8.31)$$

$$\dot{Q}_{tep}^{SH3a} = 50,2211 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 135,5448 \text{ m}^2 \cdot 486,1052^\circ\text{C} = 3309,0221 \text{ kW}$$

Nyní porovnáme tepelný výkon s návrhovým výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}^{SH3a} - \dot{Q}_{tep}^{SH3a}}{\dot{Q}^{SH3a}} = \frac{3285,1737 \text{ kW} - 3309,0221 \text{ kW}}{3285,1737 \text{ kW}} \cdot 100\% = -0,7207\% \quad (8.32)$$

## 8.2 Doplnková plocha v prostoru SH3a

### Parametry média

#### ***Střední teplota a střední tlak parovodní směsi***

Jelikož jsou doplňkové plochy součástí výparníku, uvažujeme střední teplotu parovodní směsi proudící uvnitř trubek doplňkových ploch jako teplotu sytosti viz návrhové parametry vody a páry. Stejně tak uvažujeme o tlaku.

$$\bar{t}_p = 310,6312^\circ\text{C} \quad (8.33)$$

$$\bar{p}_p = 9,9500 \text{ MPa} \quad (8.34)$$

### Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny pro podélné obtékání

$$\alpha_{1,pod} = \xi \cdot (\alpha_{k,pod} + \alpha_s) \quad (8.35)$$

### ***Součinitel přestupu tepla sáláním***

Součinitel přestupu tepla sáláním se určí podle vztahu 8.21. Hodnoty všech veličin zůstávají stejné jako v případě výpočtu pro přehřívák SH3a kromě absolutní teploty zaprášeného povrchu stěn, jejíž hodnotu určíme nyní.

#### ***Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn***

$$T_Z = \bar{T}_p + \varepsilon \cdot \frac{\dot{Q}_{sh3a}^{DP} + x^{SH3a} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot Q_{s,p}^{SH3a}}{S_{sh3a}^{DP}} \cdot 10^3 \quad (8.36)$$

$$\{T_Z\} = 583,7812 + 0,0043 \cdot \frac{1041,8684 + 0,5425 \cdot 7,3773 \cdot 63,1986}{71,935} \cdot 10^3$$

$$T_Z = 661,1790 \text{ K}$$

Nyní dle vzorce 8.21 vypočítáme součinitel přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,2371 \cdot 1184,2552^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{661,1790}{1184,2552} \right)^4}{1 - \left( \frac{661,1790}{1184,2552} \right)}$$

$$\alpha_s = 41,2991 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$



Jelikož součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné obtékání je totožný jako v případě výpočtu přehříváku SH3a můžeme nyní přistoupit k celkovému součiniteli přestupu tepla ze spalin do stěny pro podélné obtékání dle vzorce 8.24.

$$\alpha_{1,pod} = 1 \cdot (6,941 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 41,2991 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) = 48,2401 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_{1,pod} = 0,5 \cdot 48,2401 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 24,1201 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.37)$$

#### Teplotní spád

Teplotní spád doplňkové plochy zapojené paralelně se základní (přehřívák SH3a) se určí z rozdílu středních teplot spalin a pracovní látky v doplňkové ploše, tj. následovně.

$$\Delta t = \bar{t}_{sp} - \bar{t}_p = 911,1052^\circ\text{C} - 310,6312^\circ\text{C} = 600,4739^\circ\text{C} \quad (8.38)$$

#### Tepelný výkon

$$\dot{Q}_{sh3a}^{DP} = k \cdot S_{sh3a}^{DP} \cdot \Delta t = 24,1201 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 71,935 \text{ m}^2 \cdot 600,4739^\circ\text{C} = 1041,8683 \text{ kW} \quad (8.39)$$

Z výše uvedeného je vidět, že náš prvotní odhad se liší od skutečného až na čtvrtém desetinném místě (vlivem iteračního postupu) – lze jej pokládat za dostatečně přesný.

### 8.3 Deskový přehřívák SH3b

#### Parametry média a spalin

##### ***Střední teplota páry***

$$\bar{t}_p = \frac{t_p^{out} + t_p^{in}}{2} = \frac{453,5^\circ\text{C} + 435^\circ\text{C}}{2} = 444,25^\circ\text{C} \quad (8.40)$$

##### ***Střední tlak páry***

$$\bar{p}_p = \frac{p_p^{out} + p_p^{in}}{2} = \frac{9,39 \text{ MPa} + 9,58 \text{ MPa}}{2} = 9,485 \text{ MPa} \quad (8.41)$$

##### ***Střední měrný objem páry***

Střední měrný objem páry je určen pomocí aplikace X Steam jako funkce střední teploty páry a středního tlaku páry.

$$\bar{v}_p = 0,0312 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.42)$$

##### ***Rychlost páry***

$$w_p = \frac{(\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v2}) \cdot \bar{v}_p \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{id} \cdot n_d} \quad (8.43)$$

$$w_p = \frac{(55,5556 - 0,3592) \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,0312 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,0333 \text{ m})^2 \cdot 12 \cdot 7} = 23,5697 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

##### ***Střední teplota spalin***

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{880,9915^\circ\text{C} + 943,5277^\circ\text{C}}{2} = 912,2596^\circ\text{C} \quad (8.44)$$

**Skutečné množství spalín s příslušným přebytkem vzduchu**

$$V_{sp} = V_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min} \quad (8.45)$$

$$V_{sp} = 6,4357\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} + (1,31 - 1) \cdot 6,1059\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} = 8,3285\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

**Skutečný průtok spalín**

$$\dot{V}_{sp} = x^{SH3b} \cdot V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (8.46)$$

$$\dot{V}_{sp} = 0,4575 \cdot 8,3285\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 7,3773\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{912,2596^\circ\text{C} + 273,15}{273,15} = 121,9947\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

**Střední spalínový průřez**

Střední spalínový průřez vychází z geometrie a je proto stejný jako v případě spalování bagasy (viz vzorec 7.57)

$$\bar{F} = 24,2251\text{m}^2 \quad (8.47)$$

**Rychlost spalín**

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{121,9947\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{24,2251\text{m}^2} = 5,0359\text{m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.48)$$

Sálavé teplo z ohniště

Z obdobných důvodů jako v případě přehříváku SH3a uvažujeme sálavé teplo z ohniště. Postup výpočtu je totožný.

**8.3.1.1 Hustota tepelného toku procházejícího výstupním průřezem ohniště**

Hodnota hustoty tepelného toku je stejná jako v případě přehříváku SH3a.

$$q_0 = \delta \cdot y_h \cdot \bar{q} = 1 \cdot 0,7 \cdot 113,9276\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} = 79,7494\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$$

Hustota tepelného toku procházejícího výstupním průřezem ohříváku

$$q_{sv} = y_h \cdot \bar{q} \cdot \frac{F_o}{F_{sv}} \cdot (1 - a) \cdot \varphi_{o-sv} + 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot \psi_{sv} \cdot a \cdot \left( \frac{\bar{T}_{sp}}{100} \right)^4 \quad (8.49)$$

$\psi_{sv} [-]$ ...součinitel tepelné efektivnosti svazku

**Stupeň černosti proudu spalín**

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.50)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 2,0900 \cdot 0,0997 \cdot 1,3466 = 0,2807 \quad (8.51)$$

Výpočet jednotlivých veličin dle stejného komentáře jako u přehříváku SH3a.

Efektivní sálavá tloušťka je dána jen geometrií a je stejná jako v případě výpočtu ploch při spalování bagasy (viz vzorec 7.64).

Po dosazení do rovnice 8.50 získáme stupeň černosti ohniště.

$$a = 1 - e^{-0,2807} = 0,2447$$

### Úhlový součinitel ohniště – svazek

Úhlový součinitel je stejný jako v případě přehříváku SH3a.

$$\varphi_{o-sv} = 0,3325 \quad (8.52)$$

Nyní již lze dosadit do vztahu 8.49 a získat hustotu tep. toku opouštějícího prostor SH3b.

$$\{q_{sv}\} = 0,7 \cdot 113,9276 \cdot \frac{18,3201}{35,7476} \cdot (1 - 0,2447) \cdot 0,3325 + 5,7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 \cdot 0,2447 \cdot \left(\frac{1185,4096}{100}\right)^4$$

$$q_{sv} = 24,0348 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$$

### Sálavé teplo z ohniště a prostoru SH3b zachycené v prostoru SH3b

$$Q_{s,dp}^{SH3b} = \frac{q_o \cdot F_o - q_{sv} \cdot F_{sv}}{x^{SH3b} \cdot \dot{M}_{pv}} \quad (8.53)$$

$$Q_{s,dp}^{SH3b} = \frac{79,7494 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 18,3201 \text{ m}^2 - 24,0348 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 35,7476 \text{ m}^2}{0,4575 \cdot 7,3773 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}} = 178,3066 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

### Část sálavého tepla z ohniště, kterou převezme přehřívák SH3b

$$Q_{s,d}^{SH3b} = \frac{S^{SH3b}}{S^{SH3b} + S_{sh3b}^{DP}} \cdot Q_{s,dp}^{SH3b} \quad (8.54)$$

$$Q_{s,d}^{SH3a} = \frac{118,6017 \text{ m}^2}{118,6017 \text{ m}^2 + 38,3228 \text{ m}^2} \cdot 178,3066 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 134,7620 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

### Část sálavého tepla z ohniště, kterou převezmou doplňkové plochy

$$Q_{s,p}^{SH3b} = Q_{s,dp}^{SH3b} - Q_{s,d}^{SH3b} = 178,3066 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 134,762 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 43,5446 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.55)$$

### Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny pro příčné obtékání

$$\alpha_{1,př} = \xi \cdot \left( \alpha_{k,př} \cdot \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot s_2 \cdot x_{ii}} + \alpha_s \right) \quad (8.56)$$

### Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_{k,př} = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,33} \quad (8.57)$$

$C_Z [-]$ ...oprava na počet podélných řad

$\lambda_{sp} = 0,0968 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti spalín

$\nu_{sp} = 1,5158 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita spalín

$\text{Pr}_{sp} = 0,5763 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro spaliny

**Oprava na uspořádání svazku**

Hodnota opravy na uspořádání svazku je stejná jako v případě přehříváku SH3a.

$$C_s = 0,5780 \quad (8.58)$$

Po dosazení do rovnice pro součinitel přestupu tepla konvekcí dostáváme následující.

$$\{\alpha_{k,p\bar{r}}\} = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,578 \cdot \frac{0,0968}{0,0445} \cdot \left( \frac{5,0359 \cdot 0,0445}{1,5158 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,5763^{0,33}$$

$$\alpha_{k,p\bar{r}} = 24,0936 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

**Součinitel přestupu tepla sáláním**

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_Z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_Z}{\bar{T}} \right)^4} \quad (8.59)$$

$a_{st} [-]$ ...stupeň černosti povrchu stěn

$a [-]$ ...stupeň černosti proudu spalin (vzorec 8.50)

**Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn**

$$T_Z = \bar{T}_p + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{\dot{Q}^{SH3b} + \dot{M}_{pv} \cdot Q_{s,d}^{SH3b}}{S^{SH3b}} \cdot 10^3 \quad (8.60)$$

$\varepsilon [-]$ ...součinitel znečištění výhřevné plochy

Pro výpočet vzorce 8.60 je nutné určit součinitel přestupu tepla ze stěny do média.

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right) \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (8.61)$$

$\lambda_p = 0,0694 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti páry

$\nu_p = 8,2637 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita páry

$\text{Pr}_p = 1,0398 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro páru

$C_t, C_l, C_m [-]$ ...opravné koeficienty

$$\{\alpha_2\} = 0,023 \cdot \frac{0,0694}{0,0333} \cdot \left( \frac{23,5697 \cdot 0,0333}{8,2637 \cdot 10^{-7}} \right) \cdot 1,0398^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 2947,0773 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Po dosazení do rovnice 8.60 dostáváme teplotu zaprášeného povrchu stěn.

$$\{T_Z\} = 717,4 + \left(0,0065 + \frac{1}{2947,0773}\right) \cdot \frac{2955,7362 + 7,3773 \cdot 134,762}{118,6017} \cdot 10^3$$

$$T_Z = 1150,0978 \text{ K}$$

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,2447 \cdot 1185,4096^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{1150,0978}{1185,4096}\right)^4}{1 - \left(\frac{1150,0978}{1185,4096}\right)}$$

$$\alpha_s = 79,9808 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalin do stěny pro příčné obtékání dle vzorce 8.56.

$$\{\alpha_{1,pf}\} = 0,85 \cdot \left(24,0936 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445}{2 \cdot 0,047 \cdot 0,9603} + 79,9808\right)$$

$$\alpha_{1,pf} = 99,6998 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny pro podélné obtékání

$$\alpha_{1,pod} = \xi \cdot \left(\alpha_{k,pod} \cdot \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot s_2 \cdot x_{it}} + \alpha_s\right) \quad (8.62)$$

#### Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_{k,pod} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}}\right) \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (8.63)$$

#### **Ekvivalentní průměr**

Ekvivalentní průměr se opět odvíjí pouze od geometrie desek a spalinového kanálu, proto jeho hodnotu přejímáme dle vzorce 7.77.

$$d_e = 1,4911 \text{ m} \quad (8.64)$$

Nyní lze přistoupit k dosazení do vztahu 8.63.

$$\{\alpha_{k,pod}\} = 0,023 \cdot \frac{0,0968}{1,4911} \cdot \left(\frac{5,0359 \cdot 1,4911}{1,5158 \cdot 10^{-4}}\right) \cdot 0,5763^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_{k,pod} = 6,8284 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\{\alpha_{1,pod}\} = 0,85 \cdot \left(6,8284 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0445}{2 \cdot 0,047 \cdot 0,9603} + 79,9808\right)$$

$$\alpha_{1,pod} = 76,9724 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{k_{pod} \cdot S_{pod} + k_{př} \cdot S_{př}}{S_{pod} + S_{př}} \quad (8.65)$$

Součinitel prostupu tepla pro příčné obtékání

$$k_{př} = \frac{\alpha_{1,př}}{1 + \alpha_{1,př} \cdot \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot (1 + m)} \quad (8.66)$$

$m[-]$ ...podíl tepla vysálaného z ohniště a tepla odevzdaného přehříváku SH3b

$$\{k_{př}\} = \frac{99,6998}{1 + 99,6998 \cdot \left( 0,0065 + \frac{1}{2947,0773} \right) \cdot (1 + 0,1619)}$$

$$k_{př} = 55,4658 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla pro podélné obtékání

$$k_{pod} = \frac{\alpha_{1,pod}}{1 + \alpha_{1,pod} \cdot \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot (1 + m)} \quad (8.67)$$

$$\{k_{pod}\} = \frac{76,9724}{1 + 76,9724 \cdot \left( 0,0065 + \frac{1}{2947,0773} \right) \cdot (1 + 0,1619)}$$

$$k_{pod} = 47,6402 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výsledný součinitel prostupu tepla na deskovém přehříváku SH3b je tedy následující.

$$\{k\} = \frac{47,6402 \cdot 28 + 55,4658 \cdot 90,6017}{28 + 90,6017}$$

$$k = 53,6183 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Teplotní spád

Teplotní spád se počítá analogicky jako v případě přehříváku SH3a.

$$\Delta t = \bar{t}_{sp} - \bar{t}_p = 912,2596^\circ\text{C} - 444,2500^\circ\text{C} = 468,0096^\circ\text{C} \quad (8.68)$$

Tepelný výkon

Tepelný výkon spalin, který přejde do přehříváku SH3b je následující.

$$\dot{Q}_{tep}^{SH3b} = k \cdot S^{SH3b} \cdot \Delta t \quad (8.69)$$

$$\dot{Q}_{tep}^{SH3b} = 53,6183 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 118,6017 \text{ m}^2 \cdot 468,0096^\circ\text{C} = 2976,1765 \text{ kW}$$

Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}^{SH3b} - \dot{Q}_{tep}^{SH3b}}{\dot{Q}^{SH3b}} = \frac{2955,7362kW - 2976,1765kW}{2955,7362kW} \cdot 100\% = -0,6868\% \quad (8.70)$$

## 8.4 Doplnková plocha v prostoru SH3b

### Parametry média

#### *Sřední teplota a střední tlak parovodní směsi*

$$\bar{t}_p = 310,6312 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.71)$$

$$\bar{p}_p = 9,9500 \text{ MPa} \quad (8.72)$$

### Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny pro podélné obtékání

$$\alpha_{1,pod} = \xi \cdot (\alpha_{k,pod} + \alpha_s) \quad (8.73)$$

### *Součinitel přestupu tepla sáláním*

Součinitel přestupu tepla sáláním se určí podle vztahu 8.59. Hodnoty všech veličin zůstávají stejné jako v případě výpočtu pro přehřívák SH3b kromě absolutní teploty zaprášeného povrchu stěn, jejíž hodnotu určíme nyní.

#### *Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn*

$$T_Z = \bar{T}_p + \varepsilon \cdot \frac{\dot{Q}_{sh3b}^{DP} + x^{SH3b} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot Q_{s,p}^{SH3b}}{S_{sh3b}^{DP}} \cdot 10^3 \quad (8.74)$$

$$\{T_Z\} = 583,7812 + 0,0043 \cdot \frac{573,1839 + 0,4575 \cdot 7,3773 \cdot 43,5446}{38,3228} \cdot 10^3$$

$$T_Z = 664,5862 \text{ K}$$

Nyní dle vzorce 8.59 vypočítáme součinitel přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,2447 \cdot 1185,4096^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{664,5862}{1185,4096}\right)^4}{1 - \left(\frac{664,5862}{1185,4096}\right)}$$

$$\alpha_s = 42,8924 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Jelikož součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné obtékání je totožný jako v případě výpočtu přehříváku SH3b můžeme nyní přistoupit k celkovému součiniteli přestupu tepla ze spalín do stěny pro podélné obtékání dle vzorce 8.73.

$$\alpha_{1,pod} = 1 \cdot (6,8284 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 42,8924 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) = 49,7208 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

### Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_{1,pod} = 0,5 \cdot 49,7208 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 24,8604 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.75)$$

### Teplotní spád

$$\Delta t = \bar{t}_{sp} - \bar{t}_p = 912,2596 \text{ } ^\circ\text{C} - 310,6312 \text{ } ^\circ\text{C} = 601,6284 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.76)$$

Tepelný výkon

$$\dot{Q}_{sh3b}^{DP} = k \cdot S_{sh3b}^{DP} \cdot \Delta t = 24,8604 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \cdot 38,3228 m^2 \cdot 601,6284^\circ C = 573,1838 kW \quad (8.77)$$

Náš prvotní odhad se opět liší od navrhnutého na čtvrtém desetinném místě. Lze jej proto považovat za dostatečně přesný.

## 8.5 Přehřívák SH4

Parametry média a spalin***Střední teplota páry***

$$\bar{t}_p = \frac{t_p^{out} + t_p^{in}}{2} = \frac{520^\circ C + 447^\circ C}{2} = 483,5^\circ C \quad (8.78)$$

***Střední tlak páry***

$$\bar{p}_p = \frac{p_p^{out} + p_p^{in}}{2} = \frac{9,3 MPa + 9,39 MPa}{2} = 9,345 MPa \quad (8.79)$$

***Střední měrný objem páry***

Střední měrný objem páry je určen pomocí aplikace X Steam jako funkce střední teploty páry a středního tlaku páry.

$$\bar{v}_p = 0,0343 m^3 \cdot kg^{-1} \quad (8.80)$$

***Rychlost páry***

Ve jmenovateli je dvojnásobný počet trubek v řadě, což zohledňuje skutečnost, že pára v přehříváku SH4 proudí paralelně dvěma řadami zároveň.

$$w_p = \frac{\dot{m}_{pp} \cdot \bar{v}_p \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot 2 \cdot n_{tr}} \quad (8.81)$$

$$w_p = \frac{55,5556 kg \cdot s^{-1} \cdot 0,0343 m^3 \cdot kg^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,0268 m)^2 \cdot 2 \cdot 72} = 23,4273 m \cdot s^{-1}$$

***Střední teplota spalin***

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{789,9838^\circ C + 879,739^\circ C}{2} = 834,8614^\circ C \quad (8.82)$$

***Skutečné množství spalin s příslušným přebytkem vzduchu***

$$V_{sp} = V_{sp \min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz \min} \quad (8.83)$$

$$V_{sp} = 6,4357 m^3 \cdot kg^{-1} + (1,31 - 1) \cdot 6,1059 m^3 \cdot kg^{-1} = 8,3285 m^3 \cdot kg^{-1}$$

***Skutečný průtok spalin***

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (8.84)$$



$$\dot{V}_{sp} = 8,3285 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 7,3773 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{834,8614^\circ\text{C} + 273,15}{273,15} = 249,2355 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

***Střední spalínový průřez***

Střední spalínový průřez vychází z geometrie a je proto stejný jako v případě spalování bagasy (viz vzorec 7.101).

$$\bar{F} = 54,1846 \text{ m}^2 \quad (8.85)$$

***Rychlost spalin***

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{249,2355 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{54,1846 \text{ m}^2} = 4,5997 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.86)$$

***Sálavé teplo z ohniště***

Jelikož má přehřívák SH4 více jak 5 řad, lze předpokládat, že zachytí všechno sálavé teplo z ohniště, které opustilo předchozí prostor, tj. prostor přehříváku SH3a a SH3b.

***Celkové sálavé teplo vstupující do prostoru přehříváku SH4***

$$Q_{s,dp}^{SH4} = \frac{q_{sv}^{(SH3a)} \cdot F_{sv}^{(SH3a)} + q_{sv}^{(SH3b)} \cdot F_{sv}^{(SH3b)}}{\dot{M}_{pv}} \quad (8.87)$$

$$\{Q_{s,dp}^{SH4}\} = \frac{23,6594 \cdot 42,3864 + 24,0348 \cdot 35,7476}{7,3773}$$

$$Q_{s,dp}^{SH4} = 252,3989 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

***Část sálavého tepla z ohniště, kterou převezme přehřívák SH4***

$$Q_{s,d}^{SH4} = \frac{S^{SH4}}{S^{SH4} + S_{sh4}^{DP}} \cdot Q_{s,dp}^{SH4} \quad (8.88)$$

$$Q_{s,d}^{SH4} = \frac{725,6612 \text{ m}^2}{725,6612 \text{ m}^2 + 47,4697 \text{ m}^2} \cdot 252,3989 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 236,9018 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

***Část sálavého tepla z ohniště, kterou převezmou doplňkové plochy***

$$Q_{s,p}^{SH4} = Q_{s,dp}^{SH4} - Q_{s,d}^{SH4} = 252,3989 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 236,9018 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 15,4971 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.89)$$

***Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny***

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (8.90)$$

***Součinitel přestupu tepla konvekcí***

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,33} \quad (8.91)$$

$C_z [-]$ ...oprava na počet podélných řad $\lambda_{sp} = 0,0905 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti spalin $\nu_{sp} = 1,3626 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita spalin $\text{Pr}_{sp} = 0,5841 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro spaliny**Oprava na uspořádání svazku**

Jelikož je poměrná příčná rozteč menší jak 1,5 a také poměrná podélná rozteč větší jak 2 pokládáme opravu na uspořádání svazku rovnu 1.

$$C_s = 1 \quad (8.92)$$

$$\{\alpha_k\} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0905}{0,038} \cdot \left( \frac{4,5997 \cdot 0,038}{1,3626 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,5841^{0,33}$$

$$\alpha_k = 41,7906 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

**Vliv volných prostorů před přehřívákem SH4 na sálání ve svazku**

Vliv volných prostorů před svazkem na sálání ve svazku se vypočítá vynásobením součinitele přestupu tepla sáláním součinitelem  $k_0$ , jehož výpočet je proveden v této podkapitole.

$$k_0 = \left[ 1 + A \cdot \left( \frac{T_0}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{l_0}{l_s} \right)^{0,07} \right] \quad (8.93)$$

 $A [-]$ ...koeficient vyjadřující druh spalovaného paliva $T_{sp}^{in} [K]$ ...teplota spalin na vstupu do prostoru SH4 $l_0 [m]$ ...hloubka volného objemu před svazkem $l_s [m]$ ...hloubka svazku

$$k_0 = \left[ 1 + 0,5 \cdot \left( \frac{1152,889 \text{ K}}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{0,321 \text{ m}}{1,5 \text{ m}} \right)^{0,07} \right] = 1,4651$$

**Součinitel přestupu tepla sáláním**

$$\alpha_s = k_0 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)} \quad (8.94)$$

 $a_{st} [-]$ ...stupeň černosti povrchu stěn**Stupeň černosti proudu spalin**

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.95)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 3,4986 \cdot 0,0997 \cdot 0,5056 = 0,1764 \quad (8.96)$$

Výpočet jednotlivých veličin dle stejného komentáře jako u přehříváku SH3b.

Efektivní sálavá tloušťka je dána jen geometrií a je stejná jako v případě výpočtu ploch při spalování bagasy (viz vzorec 7.113).

Nyní lze dosadit do vztahu 8.95 a dopočítat stupeň černosti proudu spalin.

$$a = 1 - e^{-0,1764} = 0,1617$$

### **Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn**

$$T_Z = \bar{T}_p + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{\dot{Q}^{SH4} + \dot{M}_{pv} \cdot Q_{s,d}^{SH4}}{S^{SH4}} \cdot 10^3 \quad (8.97)$$

$\varepsilon [-]$ ...součinitel znečištění výhřevné plochy

Pro výpočet vzorce 8.97 je nutné určit součinitel přestupu tepla ze stěny do média.

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right) \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (8.98)$$

$\lambda_p = 0,0729 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti páry

$\nu_p = 9,6471 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita páry

$\text{Pr}_p = 0,9979 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro páru

$C_t, C_l, C_m [-]$ ...opravné koeficienty

$$\{\alpha_2\} = 0,023 \cdot \frac{0,0729}{0,0268} \cdot \left( \frac{23,4273 \cdot 0,0268}{9,6471 \cdot 10^{-7}} \right) \cdot 0,9979^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 2798,1638 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Po dosazení do rovnice 8.97 dostáváme teplotu zaprášeného povrchu stěn.

$$\{T_Z\} = 756,65 + \left( 0,0043 + \frac{1}{2798,1638} \right) \cdot \frac{10578,7478 + 7,3773 \cdot 236,9018}{725,6612} \cdot 10^3$$

$$T_Z = 835,7625 \text{ K}$$

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 1,4651 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,1617 \cdot 1108,0114^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{835,7625}{1108,0114} \right)^4}{1 - \left( \frac{835,7625}{1108,0114} \right)}$$

$$\alpha_s = 45,5069 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalín do stěny.

$$\alpha_1 = 41,7906 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 45,5069 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 87,2975 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

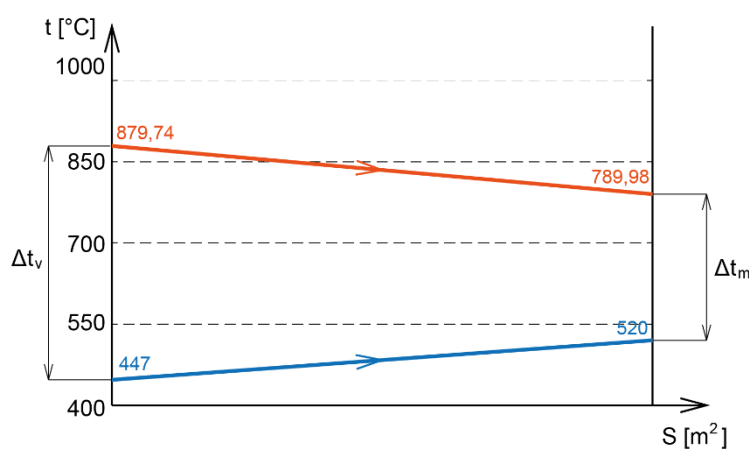
### Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,5 \cdot 87,2975 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{1 + \frac{87,2975 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{2798,1638 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}} = 42,3282 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.99)$$

$\psi [-]$ ...součinitel tepelné efektivity

### Teplotní spád

Při určování teplotního spádu na přehříváku SH4 uvažujeme souprouté proudění spalín a média.



Obr. 8.1 – Teplotní spád na přehříváku SH4 – hnědé uhlí

Pro určení středního logaritmického spádu musíme určit teplotní rozdíl na vstupu a na výstupu z přehříváku SH4.

$$\Delta t_v = t_{sp}^{in} - t_p^{in} = 879,739^\circ\text{C} - 447^\circ\text{C} = 432,7390^\circ\text{C} \quad (8.100)$$

$$\Delta t_m = t_{sp}^{out} - t_p^{out} = 789,9838^\circ\text{C} - 520^\circ\text{C} = 269,9838^\circ\text{C} \quad (8.101)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{432,7390^\circ\text{C} - 269,9838^\circ\text{C}}{2,3 \cdot \log \frac{432,7390^\circ\text{C}}{269,9838^\circ\text{C}}} = 345,3741^\circ\text{C} \quad (8.102)$$

### Tepelný výkon

Tepelný výkon spalín, který přejde do přehříváku SH4 je následující.

$$\dot{Q}_{tep}^{SH4} = k \cdot S^{SH4} \cdot \Delta t_{ln} \quad (8.103)$$

$$\dot{Q}_{tep}^{SH4} = 42,3282 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 725,6612 \text{ m}^2 \cdot 345,3741^\circ\text{C} = 10608,4824 \text{ kW}$$

Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}^{SH4} - \dot{Q}_{tep}^{SH4}}{\dot{Q}^{SH4}} = \frac{10578,7478kW - 10608,4824kW}{10578,7478kW} \cdot 100\% = -0,2803\% \quad (8.104)$$

## 8.6 Doplnková plocha v prostoru SH4

### Parametry média

#### ***Sřední teplota a střední tlak parovodní směsi***

$$\bar{t}_p = 310,6312 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.105)$$

$$\bar{p}_p = 9,9500 \text{ MPa} \quad (8.106)$$

### Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny pro podélné obtékání

$$\alpha_{1,pod} = \xi \cdot (\alpha_{k,pod} + \alpha_s) \quad (8.107)$$

### Součinitel přestupu tepla konvekci

$$\alpha_{k,pod} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}} \right) \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (8.108)$$

Hodnoty fyzikálních vlastností spalin lze přebrat z výpočtu přehříváku SH4.

### ***Ekvivalentní průměr***

Ekvivalentní průměr se odvíjí pouze od geometrie svazku trubek a spalinového kanálu, a proto zůstává stejný jako v případě spalování bagasy.

$$d_e = 4,2498 \text{ m} \quad (8.109)$$

Dosazení do vztahu 8.108 dostáváme součinitel přestupu tepla konvekci.

$$\{\alpha_{k,pod}\} = 0,023 \cdot \frac{0,0905}{4,2498} \cdot \left( \frac{4,5997 \cdot 4,2498}{1,3626 \cdot 10^{-4}} \right) \cdot 0,5841^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_{k,pod} = 5,2715 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

### Součinitel přestupu tepla sáláním

Součinitel přestupu tepla sáláním se určí podle vztahu 8.94. Hodnoty všech veličin zůstávají stejné jako v případě výpočtu pro přehřívák SH4 kromě absolutní teploty zaprášeného povrchu stěn, jejíž hodnotu určíme nyní.

### ***Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn***

$$T_Z = \bar{T}_p + \varepsilon \cdot \frac{\dot{Q}_{sh4}^{DP} + \dot{M}_{pv} \cdot Q_{s,p}^{SH4}}{S_{sh4}^{DP}} \cdot 10^3 \quad (8.110)$$

$$\{T_Z\} = 583,7812 + 0,0043 \cdot \frac{355,6149 + 7,3773 \cdot 15,4971}{47,4697} \cdot 10^3$$

$$T_Z = 626,3505 \text{ K}$$

Nyní dle vzorce 8.94 vypočítáme součinitel přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,1617 \cdot 1108,0114^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{626,3505}{1108,0114}\right)^4}{1 - \left(\frac{626,3505}{1108,0114}\right)}$$

$$\alpha_s = 23,3089 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny pro podélné obtékání je potom následující.

$$\alpha_{1,pod} = 1 \cdot (5,2715 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 23,3089 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) = 28,5803 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_{1,pod} = 0,5 \cdot 28,5803 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 14,2902 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.111)$$

#### Teplotní spád

$$\Delta t = \bar{t}_{sp} - \bar{t}_p = 834,8614^\circ\text{C} - 310,6312^\circ\text{C} = 524,2302^\circ\text{C} \quad (8.112)$$

#### Teplný výkon

$$\dot{Q}_{sh4}^{DP} = k \cdot S_{sh4}^{DP} \cdot \Delta t = 14,2902 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 47,4697 \text{ m}^2 \cdot 524,2302^\circ\text{C} = 355,6118 \text{ kW} \quad (8.113)$$

Náš prvotní odhad se liší od navrhnutého o tři tisíce. Lze jej proto považovat za dostatečně přesný.

## 8.7 Přehřívák SH2

#### Parametry média a spalin

##### ***Střední teplota páry***

$$\bar{t}_p = \frac{t_p^{out} + t_p^{in}}{2} = \frac{438^\circ\text{C} + 390^\circ\text{C}}{2} = 414^\circ\text{C} \quad (8.114)$$

##### ***Střední tlak páry***

$$\bar{p}_p = \frac{p_p^{out} + p_p^{in}}{2} = \frac{9,72 \text{ MPa} + 9,79 \text{ MPa}}{2} = 9,755 \text{ MPa} \quad (8.115)$$

##### ***Střední měrný objem páry***

Střední měrný objem páry je určen pomocí aplikace X Steam jako funkce střední teploty páry a středního tlaku páry.

$$\bar{v}_p = 0,0282 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.116)$$

##### ***Rychlost páry***

$$w_p = \frac{(\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot \bar{v}_p \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} \quad (8.117)$$

$$w_p = \frac{(55,5556 - 1,3586 - 0,3592) \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,0282 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,028 \text{ m})^2 \cdot 139} = 17,7259 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

***Střední teplota spalín***

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{711,7904^\circ\text{C} + 789,9838^\circ\text{C}}{2} = 750,8871^\circ\text{C} \quad (8.118)$$

***Skutečné množství spalín s příslušným přebytkem vzduchu***

$$V_{sp} = V_{sp \min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz \min} \quad (8.119)$$

$$V_{sp} = 6,4357 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} + (1,31 - 1) \cdot 6,1059 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} = 8,3285 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

***Skutečný průtok spalín***

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (8.120)$$

$$\dot{V}_{sp} = 8,3285 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 7,3773 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{750,8871^\circ\text{C} + 273,15}{273,15} = 230,3464 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

***Střední spalínový průřez***

Hodnota středního spalínového průřezu je stejná jako u přehříváku SH2 pro případ bagasy.

$$\bar{F} = 35,0314 \text{ m}^2 \quad (8.121)$$

***Rychlost spalín***

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{230,3464 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{35,0314 \text{ m}^2} = 6,5754 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.122)$$

***Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny***

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (8.123)$$

***Součinitel přestupu tepla konvekcí***

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,33} \quad (8.124)$$

$$\lambda_{sp} = 0,0836 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \dots \text{součinitel tepelné vodivosti spalín}$$

$$\nu_{sp} = 1,1999 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \dots \text{kinematická viskozita spalín}$$

$$\text{Pr}_{sp} = 0,5925 [-] \dots \text{Prandtlovo číslo pro spaliny}$$

***Oprava na počet podélných řad***

Oprava na počet podélných řad se vůči výpočtu pro bagasu nemění.

$$C_Z = 0,985 \quad (8.125)$$

***Oprava na uspořádání svazku***

Oprava na uspořádání svazku se vůči výpočtu pro bagasu taktéž nemění.

$$C_s = 1 \quad (8.126)$$

$$\{\alpha_k\} = 0,2 \cdot 0,985 \cdot 1 \cdot \frac{0,0836}{0,038} \cdot \left( \frac{6,5754 \cdot 0,038}{1,1999 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,5925^{0,33}$$

$$\alpha_k = 52,3524 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

***Vliv volných prostorů před přehřívákem SH2 na sálání ve svazku***

$$k_0 = \left[ 1 + A \cdot \left( \frac{T_0}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{l_0}{l_s} \right)^{0,07} \right] \quad (8.127)$$

$A[-]$ ...koeficient vyjadřující druh spalovaného paliva

$T_{sp}^{in} [K]$ ...teplota spalin na vstupu do prostoru SH2

$l_0 [m]$ ...hloubka volného objemu před svazkem

$l_s [m]$ ...hloubka svazku

$$k_0 = \left[ 1 + 0,5 \cdot \left( \frac{1063,1338 \text{ K}}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{0,6 \text{ m}}{0,63 \text{ m}} \right)^{0,07} \right] = 1,5060$$

***Součinitel přestupu tepla sáláním***

$$\alpha_s = k_0 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)} \quad (8.128)$$

$a_{st} [-]$ ...stupeň černosti povrchu stěn

***Stupeň černosti proudu spalin***

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.129)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 5,5669 \cdot 0,0997 \cdot 0,2155 = 0,1196 \quad (8.130)$$

Výpočet jednotlivých veličin dle stejného komentáře jako u přehříváku SH4.

Efektivní sálavá tloušťka je dána jen geometrií a je stejná jako v případě výpočtu ploch při spalování bagasy (viz vzorec 7.151).

Nyní lze dosadit do vztahu 8.129 a dopočítat stupeň černosti proudu spalin.

$$a = 1 - e^{-0,1196} = 0,1128$$



**Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn**

$$T_z = \bar{T}_p + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{\dot{Q}^{SH2}}{S^{SH2}} \cdot 10^3 \quad (8.131)$$

$\varepsilon = 0,0043 [-]$  ...součinitel znečištění výhřevné plochy

Pro výpočet vzorce 8.131 je nutné určit součinitel přestupu tepla ze stěny do média.

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right) \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (8.132)$$

$\lambda_p = 0,0675 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  ...součinitel tepelné vodivosti páry

$\nu_p = 7,0765 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  ...kinematická viskozita páry

$\text{Pr}_p = 1,0917 [-]$  ...Prandtlovo číslo pro páru

$C_t, C_l, C_m [-]$  ...opravné koeficienty

$$\{\alpha_2\} = 0,023 \cdot \frac{0,0675}{0,028} \cdot \left( \frac{17,7259 \cdot 0,028}{7,0765 \cdot 10^{-7}} \right) \cdot 1,0917^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 2729,1634 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Po dosazení do rovnice 8.131 dostáváme teplotu zaprášeného povrchu stěn.

$$\{T_z\} = 687,65 + \left( 0,0043 + \frac{1}{2729,1634} \right) \cdot \frac{7694,0285}{602,1565} \cdot 10^3$$

$$T_z = 746,7749 \text{ K}$$

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 1,506 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,1128 \cdot 1024,0371^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{746,7749}{1024,0371} \right)^4}{1 - \left( \frac{746,7749}{1024,0371} \right)}$$

$$\alpha_s = 24,7777 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalín do stěny.

$$\alpha_1 = 52,3524 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 24,7777 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 77,1301 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

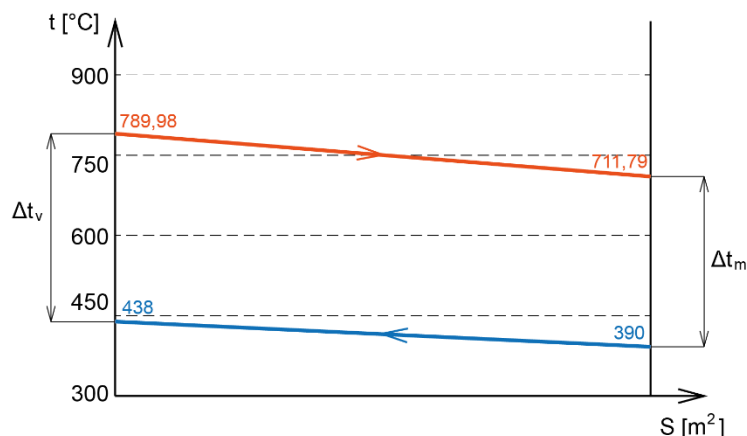
**Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,5 \cdot 77,1301 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{1 + \frac{77,1301 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{2729,1634 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}} = 37,5051 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.133)$$

$\psi [-]$  ...součinitel tepelné efektivnosti

Teplotní spád

Při určování teplotního spádu na přehříváku SH2 uvažujeme protiproudé proudění spalín a média.



Obr. 8.2 – Teplotní spád na přehříváku SH2 – hnědé uhlí

Pro určení středního logaritmického spádu musíme určit teplotní rozdíl na vstupu a na výstupu z přehříváku SH2.

$$\Delta t_v = t_{sp}^{in} - t_p^{out} = 789,9838^\circ\text{C} - 438^\circ\text{C} = 351,9838^\circ\text{C} \quad (8.134)$$

$$\Delta t_m = t_{sp}^{out} - t_p^{in} = 711,7904^\circ\text{C} - 390^\circ\text{C} = 321,7904^\circ\text{C} \quad (8.135)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{351,9838^\circ\text{C} - 321,7904^\circ\text{C}}{2,3 \cdot \log \frac{351,9838^\circ\text{C}}{321,7904^\circ\text{C}}} = 337,0399^\circ\text{C} \quad (8.136)$$

Tepelný výkon

Tepelný výkon spalín, který přejde do přehříváku SH2 je následující.

$$\dot{Q}_{tep}^{SH2} = k \cdot S^{SH2} \cdot \Delta t_{ln} \quad (8.137)$$

$$\dot{Q}_{tep}^{SH2} = 37,5051 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 602,1565 \text{ m}^2 \cdot 337,0399^\circ\text{C} = 7611,6852 \text{ kW}$$

Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}^{SH2} - \dot{Q}_{tep}^{SH2}}{\dot{Q}^{SH2}} = \frac{7694,0285 \text{ kW} - 7611,6852 \text{ kW}}{7694,0285 \text{ kW}} \cdot 100\% = 1,0702\% \quad (8.138)$$

## 8.8 Doplnková plocha v prostoru SH2

Parametry média

***Střední teplota a střední tlak parovodní směsi***

$$\bar{t}_p = 310,6312^\circ\text{C} \quad (8.139)$$

$$\bar{p}_p = 9,9500 \text{ MPa} \quad (8.140)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny pro podélné obtékání

$$\alpha_{1,pod} = \xi \cdot (\alpha_{k,pod} - \alpha_s) \quad (8.141)$$

Součinitel přestupu tepla konvekci

$$\alpha_{k,pod} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{sp}}{d_e} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{sp}} \right) \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (8.142)$$

Hodnoty fyzikálních vlastností spalín lze přebrat z výpočtu přehříváku SH2.

**Ekvivalentní průměr**

Ekvivalentní průměr se odvíjí pouze od geometrie svazku trubek a spalínového kanálu, a proto zůstává stejný jako v případě spalování bagasy.

$$d_e = 2,3734 \text{ m} \quad (8.143)$$

$$\{\alpha_{k,pod}\} = 0,023 \cdot \frac{0,0836}{2,3734} \cdot \left( \frac{6,5754 \cdot 2,3734}{1,1999 \cdot 10^{-4}} \right) \cdot 0,5925^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_{k,pod} = 8,1087 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

Součinitel přestupu tepla sáláním se určí podle vztahu 8.128. Hodnoty všech veličin zůstávají stejné jako v případě výpočtu pro přehřívák SH2 kromě absolutní teploty zaprášeného povrchu stěn, jejíž hodnotu určíme nyní.

**Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn**

$$T_Z = \bar{T}_p + \varepsilon \cdot \frac{\dot{Q}_{sh3}^{DP}}{S_{sh3}^{DP}} \cdot 10^3 \quad (8.144)$$

$$\{T_Z\} = 583,7812 + 0,0043 \cdot \frac{90,8796}{19,2084} \cdot 10^3$$

$$T_Z = 604,1256 \text{ K}$$

Nyní dle vzorce 8.128 vypočítáme součinitel přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,1128 \cdot 1024,0371^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{604,1256}{1024,0371} \right)^4}{1 - \left( \frac{604,1256}{1024,0371} \right)}$$

$$\alpha_s = 13,3127 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Celkový součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny pro podélné obtékání je potom následující.

$$\alpha_{1,pod} = 1 \cdot (8,1087 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 13,3127 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) = 21,4214 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_{1,pod} = 0,5 \cdot 21,4214 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 10,7107 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.145)$$

Tepelný spád

$$\Delta t = \bar{t}_{sp} - \bar{t}_p = 750,8871^\circ\text{C} - 310,6312^\circ\text{C} = 440,2559^\circ\text{C} \quad (8.146)$$

Tepelný výkon

$$\dot{Q}_{sh2}^{DP} = k \cdot S_{sh2}^{DP} \cdot \Delta t = 10,7107 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 19,2084 \text{ m}^2 \cdot 440,2559^\circ\text{C} = 90,5761 \text{ kW} \quad (8.147)$$

Náš prvotní odhad se liší o 3 desetiny. Lze jej proto považovat za dostatečně přesný.

## 8.9 Výparníková mříž

Parametry média a spalin***Střední teplota a střední tlak parovodní směsi***

Výparníková mříž je součástí výparníku jako celku a proto uvažujeme, že teplota parovodní směsi v ní je teplota sytosti. To stejné platí pro tlak parovodní směsi.

$$\bar{t}_p = 310,6312^\circ\text{C} \quad (8.148)$$

$$\bar{p}_p = 9,9500 \text{ MPa} \quad (8.149)$$

***Střední teplota spalin***

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{701,6457^\circ\text{C} + 711,7904^\circ\text{C}}{2} = 706,7181^\circ\text{C} \quad (8.150)$$

***Skutečné množství spalin s příslušným přebytkem vzduchu***

$$V_{sp} = V_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min} \quad (8.151)$$

$$V_{sp} = 6,4357 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} + (1,31 - 1) \cdot 6,1059 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} = 8,3285 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

***Skutečný průtok spalin***

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (8.152)$$

$$\dot{V}_{sp} = 8,3285 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 7,3373 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{706,7181^\circ\text{C} + 273,15}{273,15} = 220,4110 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

***Střední spalinový průřez***

Střední spalinový průřez zůstává opět neměnný (viz rovnice 7.177).

$$\bar{F} = 34,2952 \text{ m}^2 \quad (8.153)$$

***Rychlost spalin***

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{220,411 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{34,2952 \text{ m}^2} = 6,4269 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.154)$$

Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (8.155)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,33} \quad (8.156)$$

$\lambda_{sp} = 0,0799 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  ...součinitel tepelné vodivosti spalín

$\nu_{sp} = 1,1143 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  ...kinematická viskozita spalín

$\text{Pr}_{sp} = 0,5969[-]$  ...Prandtlovo číslo pro spaliny

**Oprava na počet podélných řad**

Oprava na počet řad má stejnou hodnotu jako při výpočtu výparníkové mříže pro bagasu.

$$C_Z = 0,91 \quad (8.157)$$

**Oprava na uspořádání svazku**

Oprava na uspořádání svazku má stejnou hodnotu jako při výpočtu mříže pro bagasu.

$$C_S = 0,7659 \quad (8.158)$$

Nyní můžeme přikročit k výpočtu součinitele přestupu tepla konvekcí.

$$\{\alpha_k\} = 0,2 \cdot 0,91 \cdot 0,7659 \cdot \frac{0,0799}{0,0603} \cdot \left( \frac{6,4269 \cdot 0,0603}{1,1143 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,5969^{0,33}$$

$$\alpha_k = 31,2321 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním

$$\alpha_s = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_Z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_Z}{\bar{T}} \right)^4} \quad (8.159)$$

$a_{st} [-]$  ...stupeň černosti povrchu stěn

**Stupeň černosti proudu spalín**

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.160)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 6,1072 \cdot 0,0997 \cdot 0,188 = 0,1145 \quad (8.161)$$

Výpočet jednotlivých veličin dle stejného komentáře jako u přehříváku SH2.

Efektivní sálavá tloušťka je dána jen geometrií a je stejná jako v případě výpočtu ploch při spalování bagasy (viz vzorec 7.188).

Nyní lze dosadit do vztahu 8.160 a dopočítat stupeň černosti proudu spalin.

$$a = 1 - e^{-0,1144} = 0,1082$$

### **Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn**

$$T_z = \bar{T}_p + \varepsilon \cdot \frac{\dot{Q}^{mříž}}{S^{mříž}} \cdot 10^3 \quad (8.162)$$

$$\varepsilon = 0,0043[-] \dots \text{součinitel znečištění výhřevné plochy}$$

Po dosazení do rovnice 8.162 dostáváme teplotu zaprášeného povrchu stěn.

$$\{T_z\} = 583,7812 + 0,0043 \cdot \frac{1010}{117,2515} \cdot 10^3$$

$$T_z = 620,7883 \text{ K}$$

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,1082 \cdot 979,8681^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{620,7883}{979,8681}\right)^4}{1 - \left(\frac{620,7883}{979,8681}\right)}$$

$$\alpha_s = 11,9545 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalin do stěny.

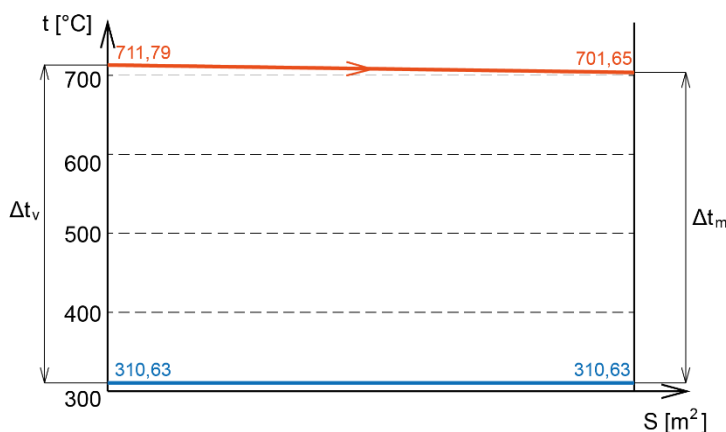
$$\alpha_1 = 31,2321 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 11,9545 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 43,1866 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

### Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,5 \cdot 43,1866 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 21,5933 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.163)$$

### Teplotní spád

Ve výparníkové mříži nelze určit jedná-li se o proudění souproudé nebo protiproudé. Vzhledem k tomu, že výsledek by byl stejný pro oba předpoklady, bereme proudění ve výparníkové mříži například jako protiproudé.



Obr. 8.3 – Teplotní spád na výparníkové mříži – hnědé uhlí

$$\Delta t_v = t_{sp}^{in} - \bar{t}_p = 711,7904^\circ\text{C} - 310,6312^\circ\text{C} = 401,1592^\circ\text{C} \quad (8.164)$$

$$\Delta t_m = t_{sp}^{out} - \bar{t}_p = 701,6457^\circ\text{C} - 310,6312^\circ\text{C} = 391,0145^\circ\text{C} \quad (8.165)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{401,1592^\circ\text{C} - 391,0145^\circ\text{C}}{2,3 \cdot \log \frac{401,1592^\circ\text{C}}{391,0145^\circ\text{C}}} = 396,0652^\circ\text{C} \quad (8.166)$$

### Tepelný výkon

Tepelný výkon spalin, který přejde do výparníkové mříže je následující.

$$\dot{Q}_{tep}^{mříž} = k \cdot S^{mříž} \cdot \Delta t_{ln} \quad (8.167)$$

$$\dot{Q}_{tep}^{mříž} = 21,5933\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 117,2515\text{m}^2 \cdot 396,0652^\circ\text{C} = 1002,7767\text{kW}$$

Jelikož nevíme, jaký parní výkon by mělo médium ve výparníkové mříži obdržet (známe jen celkový výkon celého výparníku), porovnáme tepelný výkon výparníkové mříže s výkonem, který jsme původně navrhli v rámci tepelné bilance spalin.

$$\frac{\dot{Q}_{tep}^{mříž} - \dot{Q}_{mříž}}{\dot{Q}_{mříž}} = \frac{1010\text{kW} - 1002,7767\text{kW}}{1010\text{kW}} \cdot 100\% = 0,7152\% \quad (8.168)$$

## 8.10 Přehřívák SH1b

### Parametry média a spalin

#### ***Střední teplota páry***

$$\bar{t}_p = \frac{t_p^{out} + t_p^{in}}{2} = \frac{390^\circ\text{C} + 342^\circ\text{C}}{2} = 366^\circ\text{C} \quad (8.169)$$

#### ***Střední tlak páry***

$$\bar{p}_p = \frac{p_p^{out} + p_p^{in}}{2} = \frac{9,79\text{MPa} + 9,86\text{MPa}}{2} = 9,825\text{MPa} \quad (8.170)$$

#### ***Střední měrný objem páry***

Střední měrný objem páry je určen pomocí aplikace X Steam jako funkce střední teploty páry a středního tlaku páry.

$$\bar{v}_p = 0,0243\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.171)$$

#### ***Rychlost páry***

$$w_p = \frac{(\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot \bar{v}_p \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} \quad (8.172)$$

$$w_p = \frac{(55,5556 - 1,3586 - 0,3592)\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,0243\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,029\text{m})^2 \cdot 93} = 21,2562\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$

***Střední teplota spalin***

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{605,6034^{\circ}\text{C} + 701,6457^{\circ}\text{C}}{2} = 653,6246^{\circ}\text{C} \quad (8.173)$$

***Skutečné množství spalin s příslušným přebytkem vzduchu***

$$V_{sp} = V_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min} \quad (8.174)$$

$$V_{sp} = 6,4357\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} + (1,31 - 1) \cdot 6,1059\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} = 8,3285\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

***Skutečný průtok spalin***

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (8.175)$$

$$\dot{V}_{sp} = 8,3285\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 7,3773\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{653,6246^{\circ}\text{C} + 273,15}{273,15} = 208,4682\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

***Střední spalinový průřez***

Hodnota spalinového průřezu je stejná jako v případě přehříváku SH1b pro bagasu.

$$\bar{F} = 16,6194\text{m}^2 \quad (8.176)$$

***Rychlost spalin***

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{208,4682\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{16,6194\text{m}^2} = 12,5437\text{m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.177)$$

**Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny**

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (8.178)$$

***Součinitel přestupu tepla konvekci***

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,33} \quad (8.179)$$

$C_Z [-]$ ...oprava na počet podélných řad

$C_S [-]$ ...oprava na uspořádání svazku ( $\sigma_2 > 2$ )

$\lambda_{sp} = 0,0756\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti spalin

$\nu_{sp} = 1,0183 \cdot 10^{-4}\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita spalin

$\text{Pr}_{sp} = 0,6022[-]$ ...Prandtlovo číslo pro spaliny

$$\{\alpha_k\} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0756}{0,038} \cdot \left( \frac{12,5437 \cdot 0,038}{1,0183 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,65} \cdot 0,6022^{0,33}$$

$$\alpha_k = 81,8561\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$



*Vliv volných prostorů před přehřívákem SH1b na sálání ve svazku*

$$k_0 = \left[ 1 + A \cdot \left( \frac{T_0}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{l_0}{l_s} \right)^{0,07} \right] \quad (8.180)$$

$A[-]$ ...koeficient vyjadřující druh spalovaného paliva

$T_{sp}^{in} [K]$ ...teplota spalin na vstupu do prostoru SH1b

$l_0 [m]$ ...hloubka volného objemu před svazkem

$l_s [m]$ ...hloubka svazku

$$k_0 = \left[ 1 + 0,5 \cdot \left( \frac{974,7957 K}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{0,6 m}{1,35 m} \right)^{0,07} \right] = 1,4694$$

*Součinitel přestupu tepla sáláním*

$$\alpha_s = k_0 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}} \right)} \quad (8.181)$$

$a_{st} [-]$ ...stupeň černosti povrchu stěn

*Stupeň černosti proudu spalin*

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.182)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 6,1635 \cdot 0,0997 \cdot 0,1965 = 0,1208 \quad (8.183)$$

Výpočet jednotlivých veličin dle stejného komentáře jako u předchozí plochy.

Efektivní sálavá tloušťka je dána jen geometrií a je stejná jako v případě výpočtu ploch při spalování bagasy (viz vzorec 7.213).

Nyní lze dosadit do vztahu 8.182 a dopočítat stupeň černosti proudu spalin.

$$a = 1 - e^{-0,1206} = 0,1138$$

*Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn*

$$T_z = \bar{T}_p + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{\dot{Q}^{SH1b}}{S^{SH1b}} \cdot 10^3 \quad (8.184)$$

$\varepsilon [-]$ ...součinitel znečištění výhřevné plochy

Pro výpočet vzorce 8.184 je nutné určit součinitel přestupu tepla ze stěny do média.

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right) \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (8.185)$$

$\lambda_p = 0,0667 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  ...součinitel tepelné vodivosti páry

$\nu_p = 5,5542 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  ...kinematická viskozita páry

$\text{Pr}_p = 1,2173 [-]$  ...Prandtlovo číslo pro páru

$C_t, C_l, C_m [-]$  ...opravné koeficienty

$$\{\alpha_2\} = 0,023 \cdot \frac{0,0667}{0,029} \cdot \left( \frac{21,2562 \cdot 0,029}{5,5542 \cdot 10^{-7}} \right) \cdot 1,2173^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 3927,1141 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Po dosazení do rovnice 8.184 dostáváme teplotu zaprášeného povrchu stěn.

$$\{T_z\} = 639,15 + \left( 0,0043 + \frac{1}{3927,1141} \right) \cdot \frac{9406,0819}{661,0472} \cdot 10^3$$

$$T_z = 703,9583 \text{ K}$$

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 1,4694 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,1138 \cdot 926,7746^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{703,9583}{926,7746} \right)^4}{1 - \left( \frac{703,9583}{926,7746} \right)}$$

$$\alpha_s = 18,9415 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalín do stěny.

$$\alpha_1 = 81,8561 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 18,9415 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 100,7976 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

#### Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,5 \cdot 100,7976 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{1 + \frac{100,7976 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{3927,1141 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}} = 49,1376 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.186)$$

$\psi [-]$  ...součinitel tepelné efektivnosti

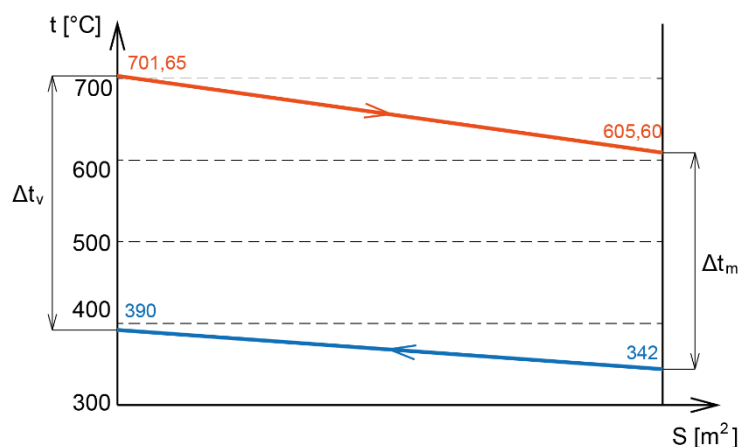
#### Teplotní spád

Při určování teplotního spádu na přehříváku SH1b uvažujeme protiproudé proudění spalín a média.

$$\Delta t_v = t_{sp}^{in} - t_p^{out} = 701,6457^\circ\text{C} - 390^\circ\text{C} = 311,6457^\circ\text{C} \quad (8.187)$$

$$\Delta t_m = t_{sp}^{out} - t_p^{in} = 605,6034^\circ\text{C} - 342^\circ\text{C} = 263,6034^\circ\text{C} \quad (8.188)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{311,6457^\circ\text{C} - 263,6034^\circ\text{C}}{2,3 \cdot \log \frac{311,6457^\circ\text{C}}{263,6034^\circ\text{C}}} = 287,2771^\circ\text{C} \quad (8.189)$$



Obr. 8.4 – Teplotní spád na přehříváku SH1b – hnědé uhlí

Tepelný výkon

Tepelný výkon spalin, který přejde do přehříváku SH1b je následující.

$$\dot{Q}_{tep}^{SH1b} = k \cdot S^{SH1b} \cdot \Delta t_{ln} \quad (8.190)$$

$$\dot{Q}_{tep}^{SH1b} = 49,1376 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 661,0472 \text{ m}^2 \cdot 287,2771^\circ\text{C} = 9331,4141 \text{ kW}$$

Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}_{SH1b} - \dot{Q}_{tep}^{SH1b}}{\dot{Q}_{SH1b}} = \frac{9406,0819 \text{ kW} - 9331,4141 \text{ kW}}{9406,0819 \text{ kW}} \cdot 100\% = 0,7938\% \quad (8.191)$$

## 8.11 Přehřívák SH1a

Parametry média a spalin***Střední teplota páry***

$$\bar{t}_p = \frac{t_p^{out} + t_p^{in}}{2} = \frac{342^\circ\text{C} + 310,6312^\circ\text{C}}{2} = 326,3156^\circ\text{C} \quad (8.192)$$

***Střední tlak páry***

$$\bar{p}_p = \frac{p_p^{out} + p_p^{in}}{2} = \frac{9,86 \text{ MPa} + 9,95 \text{ MPa}}{2} = 9,905 \text{ MPa} \quad (8.193)$$

***Střední měrný objem páry***

Střední měrný objem páry je určen pomocí aplikace X Steam jako funkce střední teploty páry a středního tlaku páry.

$$\bar{v}_p = 0,0201 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.194)$$

**Rychlost páry**

$$w_p = \frac{(\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot \bar{v}_p \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} \quad (8.195)$$

$$w_p = \frac{(55,5556 - 1,3586 - 0,3592) \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,0201 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,029 \text{ m})^2 \cdot 76} = 21,5928 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

**Střední teplota spalin**

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{509,1553^\circ\text{C} + 605,6034^\circ\text{C}}{2} = 557,3793^\circ\text{C} \quad (8.196)$$

**Skutečné množství spalin s příslušným přebytkem vzduchu**

$$V_{sp} = V_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min} \quad (8.197)$$

$$V_{sp} = 6,4357 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} + (1,31 - 1) \cdot 6,1059 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} = 8,3285 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

**Skutečný průtok spalin**

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (8.198)$$

$$\dot{V}_{sp} = 8,3285 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 7,3773 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{557,3793^\circ\text{C} + 273,15}{273,15} = 186,8189 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

**Spalinový průřez**

Jeho hodnota zůstává stejná jako v případě přehříváku SH1a pro bagasu.

$$\bar{F} = 18,6588 \text{ m}^2 \quad (8.199)$$

**Rychlost spalin**

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{186,8189 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{18,6588 \text{ m}^2} = 10,0124 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.200)$$

**Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny**

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (8.201)$$

**Součinitel přestupu tepla konvekcí**

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,33} \quad (8.202)$$

$C_z [-]$ ...oprava na počet podélných řad $C_s [-]$ ...oprava na uspořádání svazku ( $\sigma_2 > 2$ ) $\lambda_{sp} = 0,0679 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti spalin $\nu_{sp} = 8,4989 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita spalin $\text{Pr}_{sp} = 0,6118 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro spaliny

$$\{\alpha_k\} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0679}{0,038} \cdot \left( \frac{10,0124 \cdot 0,038}{8,4989 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6118^{0,33}$$

$$\alpha_k = 71,7490 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

**Vliv volných prostorů před přehřívákem SH1a na sálání ve svazku**

$$k_0 = \left[ 1 + A \cdot \left( \frac{T_0}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{l_0}{l_s} \right)^{0,07} \right] \quad (8.203)$$

 $A [-]$ ...koeficient vyjadřující druh spalovaného paliva $T_{sp}^{in} [K]$ ...teplota spalin na vstupu do prostoru SH1a $l_0 [m]$ ...hloubka volného objemu před svazkem $l_s [m]$ ...hloubka svazku

$$k_0 = \left[ 1 + 0,5 \cdot \left( \frac{878,7534 \text{ K}}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{2,5 \text{ m}}{2,16 \text{ m}} \right)^{0,07} \right] = 1,4891$$

**Součinitel přestupu tepla sáláním**

$$\alpha_s = k_0 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)} \quad (8.204)$$

 $a_{st} [-]$ ...stupeň černosti povrchu stěn**Stupeň černosti proudu spalin**

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.205)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 6,2010 \cdot 0,0997 \cdot 0,2167 = 0,1340 \quad (8.206)$$

Výpočet jednotlivých veličin dle stejného komentáře jako u předchozí plochy.

Efektivní sálavá tloušťka je dána jen geometrií a je stejná jako v případě výpočtu ploch při spalování bagasy (viz vzorec 7.239).

Nyní lze dosadit do vztahu 8.205 a dopočítat stupeň černosti proudu spalín.

$$a = 1 - e^{-0,134} = 0,1254$$

**Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn**

$$T_Z = \bar{T}_p + \left( \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{\dot{Q}^{SH1a}}{S^{SH1a}} \cdot 10^3 \quad (8.207)$$

$\varepsilon [-]$ ...součinitel znečištění výhřevné plochy

Pro výpočet vzorce 8.207 je nutné určit součinitel přestupu tepla ze stěny do média.

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d} \cdot \left( \frac{w_p \cdot d}{\nu_p} \right) \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (8.208)$$

$\lambda_p = 0,0720 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti páry

$\nu_p = 4,2289 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita páry

$\text{Pr}_p = 1,4861 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro páru

$C_t, C_l, C_m [-]$ ...opravné koeficienty

$$\{\alpha_2\} = 0,023 \cdot \frac{0,072}{0,029} \cdot \left( \frac{21,5928 \cdot 0,029}{4,2289 \cdot 10^{-7}} \right) \cdot 1,4861^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 5782,6184 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Po dosazení do rovnice 8.207 dostáváme teplotu zaprášeného povrchu stěn.

$$\{T_Z\} = 599,4656 + \left( 0,0043 + \frac{1}{5782,6184} \right) \cdot \frac{9136,0019}{927,2524} \cdot 10^3$$

$$T_Z = 643,5364 \text{ K}$$

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 1,4891 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,1254 \cdot 830,5293^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{643,5364}{830,5293} \right)^4}{1 - \left( \frac{643,5364}{830,5293} \right)}$$

$$\alpha_s = 15,5894 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalín do stěny.

$$\alpha_1 = 71,749 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 15,5894 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} = 87,3384 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

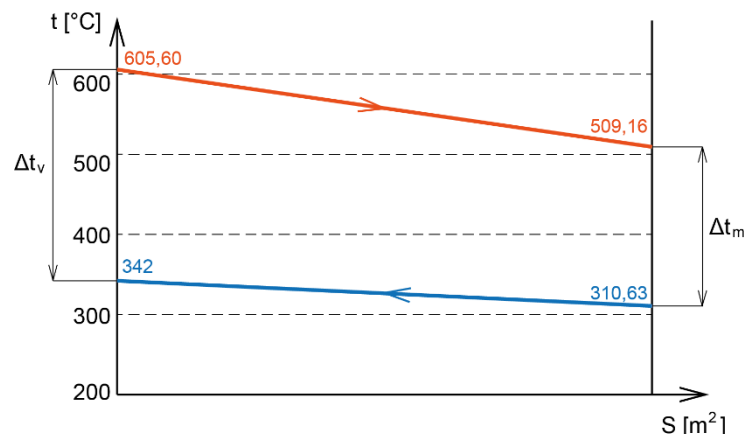
Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\psi \cdot \alpha_1}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} = \frac{0,5 \cdot 87,3384 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{1 + \frac{87,3384 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{5782,6184 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}} = 43,0195 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.209)$$

$\psi [-]$ ...součinitel tepelné efektivity

Tepelný spád

Při určování teplotního spádu na přehříváku SH1a uvažujeme protiproudé proudění spalin a média.



Obr. 8.5 – Teplotní spád na přehříváku SH1a – hnědé uhlí

$$\Delta t_v = t_{sp}^{in} - t_p^{out} = 605,6034^\circ\text{C} - 342^\circ\text{C} = 263,6034^\circ\text{C} \quad (8.210)$$

$$\Delta t_m = t_{sp}^{out} - t_p^{in} = 509,1553^\circ\text{C} - 310,6312^\circ\text{C} = 198,5241^\circ\text{C} \quad (8.211)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{263,6034^\circ\text{C} - 198,5241^\circ\text{C}}{2,3 \cdot \log \frac{263,6034^\circ\text{C}}{198,5241^\circ\text{C}}} = 229,7861^\circ\text{C} \quad (8.212)$$

Tepelný výkon

Tepelný výkon spalin, který přejde do přehříváku SH1a je následující.

$$\dot{Q}_{tep}^{SH1a} = k \cdot S^{SH1a} \cdot \Delta t_{ln} \quad (8.213)$$

$$\dot{Q}_{tep}^{SH1a} = 43,0195 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 927,2524 \text{ m}^2 \cdot 229,7861^\circ\text{C} = 9166,1420 \text{ kW}$$

Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}_{tep}^{SH1a} - \dot{Q}_{tep}^{SH1a}}{\dot{Q}_{tep}^{SH1a}} = \frac{9136,0019 \text{ kW} - 9166,142 \text{ kW}}{9136,0019 \text{ kW}} \cdot 100\% = -0,3288\% \quad (8.214)$$

## 8.12 Ekonomizér ECO2

### Parametry média a spalin

#### ***Střední teplota vody***

$$\bar{t}_v = \frac{t_v^{out} + t_v^{in}}{2} = \frac{213^\circ\text{C} + 189^\circ\text{C}}{2} = 201^\circ\text{C} \quad (8.215)$$

#### ***Střední tlak vody***

$$\bar{p}_v = \frac{p_v^{out} + p_v^{in}}{2} = \frac{9,95\text{MPa} + 10,11\text{MPa}}{2} = 10,03\text{MPa} \quad (8.216)$$

#### ***Střední měrný objem vody***

Střední měrný objem vody je určen pomocí aplikace X Steam jako funkce střední teploty vody a středního tlaku vody.

$$\bar{v}_v = 0,0012 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.217)$$

#### ***Rychlost vody***

$$w_v = \frac{(\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{v1} - \dot{m}_{v2}) \cdot \bar{v}_v \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr}} \quad (8.218)$$

$$w_v = \frac{(55,5556 - 1,3586 - 0,3592) \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,0012 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,0248 \text{ m})^2 \cdot 94} = 1,3641 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

#### ***Střední teplota spalin***

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{447,8081^\circ\text{C} + 509,1553^\circ\text{C}}{2} = 478,4817^\circ\text{C} \quad (8.219)$$

#### ***Skutečné množství spalin s příslušným přebytkem vzduchu***

$$V_{sp} = V_{sp \text{ min}} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz \text{ min}} \quad (8.220)$$

$$V_{sp} = 6,4357 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} + (1,31 - 1) \cdot 6,1059 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} = 8,3285 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

#### ***Skutečný průtok spalin***

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (8.221)$$

$$\dot{V}_{sp} = 8,3285 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 7,3773 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{478,4817^\circ\text{C} + 273,15}{273,15} = 169,0717 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

#### ***Spalinový průřez***

Hodnota spalinového průřezu zůstává vůči výpočtu v kapitole 7 neměnná.

$$\bar{F} = 18,2208 \text{ m}^2 \quad (8.222)$$



**Rychlost spalín**

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{169,0717 m^3 \cdot s^{-1}}{18,2208 m^2} = 9,2790 m \cdot s^{-1} \quad (8.223)$$

**Součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny**

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (8.224)$$

**Součinitel přestupu tepla konvekcí**

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \quad (8.225)$$

$C_Z [-]$ ...oprava na počet podélných řad

$C_S [-]$ ...oprava na uspořádání svazku ( $\sigma_2 > 2$ )

$\lambda_{sp} = 0,0615 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti spalín

$\nu_{sp} = 7,1887 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot s^{-1}$ ...kinematická viskozita spalín

$Pr_{sp} = 0,6197 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro spaliny

$$\{\alpha_k\} = 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,0615}{0,032} \cdot \left( \frac{9,279 \cdot 0,032}{7,1887 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6197^{0,33}$$

$$\alpha_k = 73,6030 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

**Vliv volných prostorů před ekonomizérem ECO2 na sálání ve svazku**

$$k_0 = \left[ 1 + A \cdot \left( \frac{T_0}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{l_0}{l_s} \right)^{0,07} \right] \quad (8.226)$$

$A [-]$ ...koeficient vyjadřující druh spalovaného paliva

$T_{sp}^{in} [K]$ ...teplota spalín na vstupu do prostoru ECO2

$l_0 [m]$ ...hloubka volného objemu před svazkem

$l_s [m]$ ...hloubka svazku

$$k_0 = \left[ 1 + 0,5 \cdot \left( \frac{782,3053 K}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{1,12 m}{1,04 m} \right)^{0,07} \right] = 1,4727$$

**Součinitel přestupu tepla konvekcí**

$$\alpha_s = k_0 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)} \quad (8.227)$$

$a_{st} [-]$ ...stupeň černosti povrchu stěn

### **Stupeň černosti proudu spalin**

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.228)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 6,5422 \cdot 0,0997 \cdot 0,2118 = 0,1382 \quad (8.229)$$

Výpočet jednotlivých veličin dle stejného komentáře jako u předchozí plochy.

Efektivní sálavá tloušťka je dána jen geometrií a je stejná jako v případě výpočtu ploch při spalování bagasy (viz vzorec 7.265).

Nyní lze dosadit do vztahu 8.228 a dopočítat stupeň černosti proudu spalin.

$$a = 1 - e^{-0,1382} = 0,1291$$

### **Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn**

Pro druhé stupně dvoustupňových ekonomizérů při spalování tuhých paliv či dřevitého paliva pro uspořádání trubek za sebou, lze počítat teplotu zaprášeného povrchu stěn dle následujícího vzorce.

$$T_z = \bar{T}_v + \Delta T = 474,15 K + 60 K = 534,15 K \quad (8.230)$$

$\Delta T [K]$ ...voleno dle [1]

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 1,4727 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,1291 \cdot 751,6317^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{534,15}{751,6317}\right)^4}{1 - \left(\frac{534,15}{751,6317}\right)}$$

$$\alpha_s = 10,6615 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalin do stěny.

$$\alpha_1 = 73,603 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} + 10,6615 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} = 84,2646 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

### Součinitel prostupu tepla

$$k = \psi \cdot \alpha_1 = 0,5 \cdot 84,2646 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} = 42,1323 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (8.231)$$

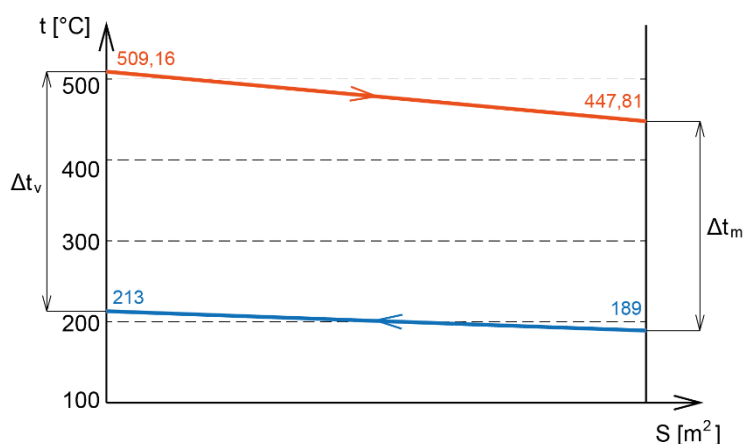
### Teplotní spád

Při určování teplotního spádu na ekonomizéru ECO2 uvažujeme protiproudé proudění spalin a média.

$$\Delta t_v = t_{sp}^{in} - t_v^{out} = 509,1553^\circ C - 213^\circ C = 296,1553^\circ C \quad (8.232)$$

$$\Delta t_m = t_{sp}^{out} - t_v^{in} = 447,8081^\circ C - 189^\circ C = 258,8081^\circ C \quad (8.233)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{296,1553^\circ\text{C} - 258,8081^\circ\text{C}}{2,3 \cdot \log \frac{296,1553^\circ\text{C}}{258,8081^\circ\text{C}}} = 277,3737^\circ\text{C} \quad (8.234)$$



Obr. 8.6 – Teplotní spád na ekonomizéru ECO2 – hnědé uhlí

Tepelný výkon

Tepelný výkon spalin, který přejde do ekonomizéru ECO2 je následující.

$$\dot{Q}_{tep}^{ECO2} = k \cdot S^{ECO2} \cdot \Delta t_{ln} \quad (8.235)$$

$$\dot{Q}_{tep}^{ECO2} = 42,1323 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 482,8904 \text{ m}^2 \cdot 277,3737^\circ\text{C} = 5643,2443 \text{ kW}$$

Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}_{ECO2} - \dot{Q}_{tep}^{ECO2}}{\dot{Q}_{ECO2}} = \frac{5750,4565 \text{ kW} - 5643,2443 \text{ kW}}{5750,4565 \text{ kW}} \cdot 100\% = 1,8644\% \quad (8.236)$$

## 8.13 Ohřívák vzduchu AH

Parametry média a spalin**Sřední teplota vzduchu**

$$\bar{t}_{vzd} = \frac{t_{vzd}^{out} + t_{vzd}^{in}}{2} = \frac{230^\circ\text{C} + 75^\circ\text{C}}{2} = 152,5^\circ\text{C} \quad (8.237)$$

**Objemový průtok vzduchu**

$$\dot{V}_{vzd} = \dot{M}_{pv} \cdot \alpha \cdot V_{vz \min} \cdot \frac{\bar{t}_{vzd} + 273,15}{273,15} \quad (8.238)$$

$\alpha[-]$ ...součinitel přebytku vzduchu v AH na straně vzduchu

$$\dot{V}_{vzd} = 7,3773 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 1,25 \cdot 6,1059 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \frac{152,5^\circ\text{C} + 273,15}{273,15} = 87,7428 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.239)$$

**Rychlost vzduchu**

$$w_{vzd} = \frac{\dot{V}_{vzd} \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot n_{tr} \cdot n_r} = \frac{87,7428 m^3 \cdot s^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,0395 m)^2 \cdot 84 \cdot 68} = 12,5354 m \cdot s^{-1} \quad (8.240)$$

**Střední teplota spalin**

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{324,1551^\circ C + 447,8081^\circ C}{2} = 385,9816^\circ C \quad (8.241)$$

**Skutečné množství spalin s příslušným přebytkem vzduchu**

$$V_{sp} = V_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min} \quad (8.242)$$

$$V_{sp} = 6,4357 m^3 \cdot kg^{-1} + (1,36 - 1) \cdot 6,1059 m^3 \cdot kg^{-1} = 8,6338 m^3 \cdot kg^{-1}$$

**Skutečný průtok spalin**

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (8.243)$$

$$\dot{V}_{sp} = 8,6338 m^3 \cdot kg^{-1} \cdot 7,3773 kg \cdot s^{-1} \cdot \frac{385,9816^\circ C + 273,15}{273,15} = 153,6996 m^3 \cdot s^{-1}$$

**Spalinový průřez**

Spalinový průřez zůstává totožný jako u ohříváku vzduchu AH při výpočtu pro bagasu.

$$\bar{F} = 15,5563 m^2 \quad (8.244)$$

**Rychlost spalin**

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{153,6996 m^3 \cdot s^{-1}}{15,5563 m^2} = 9,8802 m \cdot s^{-1} \quad (8.245)$$

**Součinitel přestupu tepla ze spalin do stěny**

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_s \quad (8.246)$$

**Součinitel přestupu tepla konvekci**

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} \right)^{0,65} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \quad (8.247)$$

$C_z [-]$ ...oprava na počet podélných řad

$\lambda_{sp} = 0,0540 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti spalin

$\nu_{sp} = 5,7601 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot s^{-1}$ ...kinematická viskozita spalin

$Pr_{sp} = 0,6282 [-]$ ...Prandtlovo číslo pro spaliny

**Oprava na uspořádání svazku**

Oprava na uspořádání svazku je stejná jako při výpočtu ohříváku vzduchu AH pro bagasu.

$$C_s = 0,9176 \quad (8.248)$$

Nyní přistoupíme k výpočtu součinitele přestupu tepla konvekci.

$$\{\alpha_k\} = 0,2 \cdot 1 \cdot 0,9176 \cdot \frac{0,054}{0,0445} \cdot \left( \frac{9,8802 \cdot 0,0445}{5,7601 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,65} \cdot 0,6282^{0,33}$$

$$\alpha_k = 63,7473 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

*Vliv volných prostorů před ohřívákem vzduchu AH na sálání ve svazku*

$$k_0 = \left[ 1 + A \cdot \left( \frac{T_0}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{l_0}{l_s} \right)^{0,07} \right] \quad (8.249)$$

$A[-]$ ...koeficient vyjadřující druh spalovaného paliva

$T_{sp}^{in} [K]$ ...teplota spalin na vstupu do prostoru AH

$l_0 [m]$ ...hloubka volného objemu před svazkem

$l_s [m]$ ...hloubka svazku

$$k_0 = \left[ 1 + 0,5 \cdot \left( \frac{720,9581K}{1000} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{2m}{4,02m} \right)^{0,07} \right] = 1,4388$$

*Součinitel přestupu tepla konvekci*

$$\alpha_s = k_0 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a \cdot \bar{T}_{sp}^3 \cdot \frac{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)^4}{1 - \left( \frac{T_z}{\bar{T}_{sp}} \right)} \quad (8.250)$$

$a_{st} [-]$ ...stupeň černosti povrchu stěn

*Stupeň černosti proudu spalin*

$$a = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} \quad (8.251)$$

Součinitele v exponentu lze rozepsat následovně.

$$k \cdot p \cdot s = (k_{sp} \cdot r_{sp} + k_p \cdot \mu) \cdot p \cdot s = 9,4020 \cdot 0,0997 \cdot 0,1067 = 0,1001 \quad (8.252)$$

Výpočet jednotlivých veličin dle stejného komentáře jako u předchozí plochy.

Efektivní sálavá tloušťka je dána jen geometrií a je stejná jako v případě výpočtu ploch při spalování bagasy (viz vzorec 7.293).

Nyní lze dosadit do vztahu 7.291 a dopočítat stupeň černosti proudu spalin.

$$a = 1 - e^{-0,1001} = 0,0952$$

***Absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn***

Pro ohříváku vzduchu se teplota stěny bere jako střední aritmetická hodnota ze střední teploty spalín a vzduchu.

$$T_z = \frac{\bar{T}_{vzd} + \bar{T}_{sp}}{2} = \frac{425,65K + 659,1316K}{2} = 542,3908K \quad (8.253)$$

Nyní již lze přistoupit k výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním.

$$\{\alpha_s\} = 1,4388 \cdot 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8+1}{2} \cdot 0,0952 \cdot 659,1316^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{542,3908}{659,1316}\right)^4}{1 - \left(\frac{542,3908}{659,1316}\right)}$$

$$\alpha_s = 6,1533W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Nyní máme vše potřebné pro určení součinitele přestupu tepla ze spalín do stěny.

$$\alpha_1 = 63,7473W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} + 6,1533W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} = 69,9006W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

**Součinitel přestupu tepla ze stěny do média**

Fyzikální parametry vzduchu jsou převzaty z [1].

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{vzd}}{d} \cdot \left( \frac{w_{vzd} \cdot d}{\nu_{vzd}} \right) \cdot Pr_{vzd}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (8.254)$$

$$\lambda_{vzd} = 0,0356 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1} \dots \text{součinitel tepelné vodivosti vzduchu}$$

$$\nu_{vzd} = 2,2990 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot s^{-1} \dots \text{kinematická viskozita vzduchu}$$

$$Pr_{vzd} = 0,6900 [-] \dots \text{Prandtlovo číslo pro vzduch}$$

$$C_l, C_m [-] \dots \text{opravné koeficienty}$$

***Opravný koeficient  $C_t$*** 

Jeho hodnota závisí na teplotě proudu a stěny. V případě nahřívání vzduchu se počítá dle následujícího vztahu.

$$C_t = \left( \frac{\bar{T}_{vzd}}{T_{st}} \right)^{0,5} = \left( \frac{425,65K}{542,3908K} \right)^{0,5} = 0,8859$$

$$T_{st} [K] \dots \text{teplota stěny (dána aritmetickým průměrem střední teploty spalín a vzduchu)}$$

$$\{\alpha_2\} = 0,023 \cdot \frac{0,0356}{0,0395} \cdot \left( \frac{12,5354 \cdot 0,0395}{2,299 \cdot 10^{-5}} \right) \cdot 0,69^{0,4} \cdot 0,8859 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_2 = 38,2155 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

**Součinitel prostupu tepla**

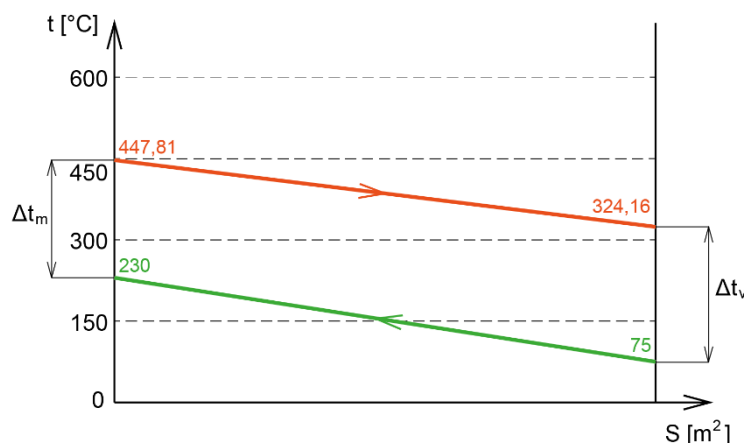
$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (8.255)$$

$\xi[-]$ ...součinitel využití plochy

$$k = 0,72 \cdot \frac{69,9006 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 38,2155 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}{69,9006 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} + 38,2155 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}} = 17,7895 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

### Teplotní spád

V prvním kroku určíme teplotní spád jako by šlo o běžné protiproudé proudění a následně odečteme korekční součinitel pro křížové proudění.



Obr. 8.7 – Teplotní spád na ohříváku vzduchu AH – hnědé uhlí

$$\Delta t_v = t_{sp}^{out} - t_{vzd}^{in} = 324,1551^\circ\text{C} - 75^\circ\text{C} = 249,1551^\circ\text{C} \quad (8.256)$$

$$\Delta t_m = t_{sp}^{in} - t_{vzd}^{out} = 447,8081^\circ\text{C} - 230^\circ\text{C} = 217,8081^\circ\text{C} \quad (8.257)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{249,1551^\circ\text{C} - 217,8081^\circ\text{C}}{2,3 \cdot \log \frac{249,1551^\circ\text{C}}{217,8081^\circ\text{C}}} = 233,3925^\circ\text{C} \quad (8.258)$$

Součinitel pro křížové proudění lze odečíst z grafu (viz [1]), přičemž pro jeho stanovení potřebujeme hodnoty níže.

### Celkový rozdíl teplot hřejícího média (spaliny)

$$\tau_m = t_{sp}^{in} - t_{sp}^{out} = 447,8081^\circ\text{C} - 324,1551^\circ\text{C} = 123,6530^\circ\text{C} \quad (8.259)$$

### Celkový rozdíl teplot ohřivaného média (vzduch)

$$\tau_v = t_{vzd}^{out} - t_{vzd}^{in} = 230^\circ\text{C} - 75^\circ\text{C} = 155^\circ\text{C} \quad (8.260)$$

### Parametry P a R

$$P = \frac{\tau_m}{t_{sp}^{in} - t_{vzd}^{in}} = \frac{123,653^\circ\text{C}}{447,8081^\circ\text{C} - 75^\circ\text{C}} = 0,3317 \quad (8.261)$$

$$R = \frac{\tau_v}{\tau_m} = \frac{155^\circ\text{C}}{123,653^\circ\text{C}} = 1,2535 \quad (8.262)$$

***Součinitel pro křížové proudění***

Pro výše vypočítané parametry P a R je hodnota součinitele pro křížové proudění následující.

$$\psi = 0,97 \quad (8.263)$$

Skutečný korigovaný teplotní spád je tedy následovný.

$$\Delta t_{ln}^* = \psi \cdot \Delta t_{ln} = 0,97 \cdot 233,3925^{\circ}\text{C} = 226,3907^{\circ}\text{C} \quad (8.264)$$

**Tepelný výkon**

Tepelný výkon spalin, který přejde do ohříváku vzduchu je následující.

$$\dot{Q}_{tep}^{AH} = k \cdot S^{AH} \cdot \Delta t_{ln}^* \quad (8.265)$$

$$\dot{Q}_{tep}^{AH} = 17,7895\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 2914,6804\text{m}^2 \cdot 226,3907^{\circ}\text{C} = 11738,4871\text{kW}$$

Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}^{AH} - \dot{Q}_{tep}^{AH}}{\dot{Q}^{AH}} = \frac{11747,4111\text{kW} - 11738,4871\text{kW}}{11747,4111\text{kW}} \cdot 100\% = 0,0760\% \quad (8.266)$$

**8.14 Ekonomizér ECO1****Parametry média a spalin*****Střední teplota vody***

$$\bar{t}_v = \frac{t_v^{out} + t_v^{in}}{2} = \frac{189^{\circ}\text{C} + 130^{\circ}\text{C}}{2} = 159,5^{\circ}\text{C} \quad (8.267)$$

***Střední tlak vody***

$$\bar{p}_v = \frac{p_v^{out} + p_v^{in}}{2} = \frac{10,11\text{MPa} + 10,3\text{MPa}}{2} = 10,205\text{MPa} \quad (8.268)$$

***Střední měrný objem vody***

Střední měrný objem vody je určen pomocí aplikace X Steam jako funkce střední teploty vody a středního tlaku vody.

$$\bar{v}_v = 0,0011\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.269)$$

***Rychlost vody***

Pro zajištění vhodné rychlosti vody je napájecí voda zaváděna paralelně do dvou řad.

$$w_v = \frac{(\dot{m}_{pp} - \dot{m}_{vl} - \dot{m}_{v2}) \cdot \bar{v}_v \cdot 4}{\pi \cdot d^2 \cdot 2 \cdot n_{tr}} \quad (8.270)$$

$$w_v = \frac{(55,5556 - 1,3586 - 0,3592)\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 0,0011\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 4}{\pi \cdot (0,0248\text{m})^2 \cdot 2 \cdot 44} = 1,3906\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$$



***Střední teplota spalín***

$$\bar{t}_{sp} = \frac{t_{sp}^{out} + t_{sp}^{in}}{2} = \frac{174,2340^{\circ}\text{C} + 324,1551^{\circ}\text{C}}{2} = 249,1946^{\circ}\text{C} \quad (8.271)$$

***Skutečné množství spalín s příslušným přebytkem vzduchu***

$$V_{sp} = V_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min} \quad (8.272)$$

$$V_{sp} = 6,4357\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} + (1,36 - 1) \cdot 6,1059\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} = 8,6338\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

***Skutečný průtok spalín***

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp} \cdot \dot{M}_{pv} \cdot \frac{\bar{t}_{sp} + 273,15}{273,15} \quad (8.273)$$

$$\dot{V}_{sp} = 8,6338\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 7,3773\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \frac{249,1946^{\circ}\text{C} + 273,15}{273,15} = 121,8029\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

***Spalinový průřez***

Vzhledem k zachovávající se geometrii se hodnota nemění a počítá se dle 7.319.

$$\bar{F} = 12,8923\text{m}^2 \quad (8.274)$$

***Rychlost spalín***

$$w_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\bar{F}} = \frac{121,8029\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}{12,8923\text{m}^2} = 9,4477\text{m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.275)$$

**Součinitel přestupu tepla konvekce pro trubky s kruhovými žebry**

$$\alpha_k = 0,105 \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \frac{\lambda_{sp}}{S_z} \cdot \left(\frac{d}{S_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{S_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot S_z}{\nu_{sp}}\right)^{0,72} \quad (8.276)$$

$C_Z [-]$ ...oprava na počet podélných řad

$C_S [-]$ ...oprava na uspořádání ve svazku ( $\sigma_2 > 2$ )

$\lambda_{sp} = 0,0430\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ...součinitel tepelné vodivosti spalín

$\nu_{sp} = 3,8602 \cdot 10^{-5}\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ...kinematická viskozita spalín

$$\{\alpha_k\} = 0,105 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,043}{0,0094} \cdot \left(\frac{0,032}{0,0094}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,01}{0,0094}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{9,4477 \cdot 0,0093}{3,8602 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,72}$$

$$\alpha_k = 64,7557\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

**Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany spalín**

$$\alpha_{Ir} = \left[ \frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi \cdot \alpha_k} \quad (8.277)$$

$\mu[-]$ ...součinitel rozšíření žebra $\psi[-]$ ...oprava na uspořádání ve svazku ( $\sigma_2 > 2$ ) $\varepsilon[-]$ ...součinitel znečištění $E = f\left(\beta \cdot h_z; \frac{D_z}{D}\right)$ ...součinitel efektivnosti žebra**Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalín**

Vlivem nezměněné geometrie zůstává hodnota stejná jako ve výpočtu kapitoly 7.

$$\frac{S_z}{S} = 0,7568 \quad (8.278)$$

**Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na straně spalín**

Vlivem nezměněné geometrie zůstává hodnota stejná jako ve výpočtu kapitoly 7.

$$\frac{S_h}{S} = 0,2432 \quad (8.279)$$

**Součinitel efektivnosti žebra**

Součinitel efektivnosti žebra E se určuje z nomogramu. Pro jeho stanovení je třeba vypočítat následující koeficient.

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi \cdot \alpha_k)}} \quad (8.280)$$

 $\lambda_z [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ ...součinitel tepelné vodivosti žebra

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 64,7557 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}{0,001 m \cdot 40 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1} \cdot (1 + 0,0191 \cdot 0,85 \cdot 64,7557 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})}} = 36,6222 m^{-1}$$

Pro výše vypočítané hodnoty lze z nomogramu odečíst následující hodnotu součinitele efektivnosti žebra.

$$E = 0,9526 \quad (8.281)$$

Můžeme již přistoupit k výpočtu redukovaného součinitele přestupu tepla.

$$\{\alpha_{lr}\} = [0,7568 \cdot 0,9526 \cdot 1 + 0,2432] \cdot \frac{0,85 \cdot 64,7557}{1 + 0,0191 \cdot 0,85 \cdot 64,7557}$$

$$\alpha_{lr} = 25,823 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

**Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{lr}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_l}{S_2}} \rightarrow \text{pro velké } \alpha_{2r} \rightarrow k = \alpha_{lr} \quad (8.282)$$

Pro velké hodnoty redukovaného součinitele přestupu tepla z vnitřní strany přechází vztah pro součinitel prostupu tepla na rovnost s redukovaným součinitelem přestupu tepla ze strany

spalin. V našem případě vychází redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany vody téměř 11 000 W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup> a proto člen, který jej obsahuje lze pokládat za nulový.

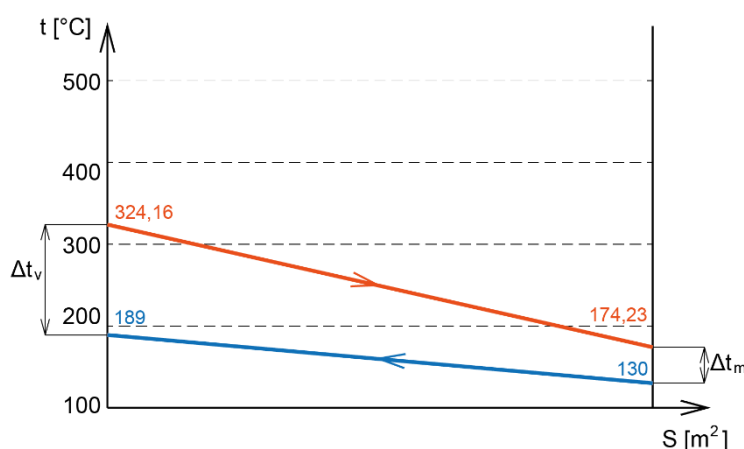
### Teplotní spád

Při určování teplotního spádu na ekonomizéru ECO1 uvažujeme protiproudé proudění spalin a média.

$$\Delta t_v = t_{sp}^{in} - t_v^{out} = 324,1551^\circ\text{C} - 189^\circ\text{C} = 135,1551^\circ\text{C} \quad (8.283)$$

$$\Delta t_m = t_{sp}^{out} - t_v^{in} = 174,234^\circ\text{C} - 130^\circ\text{C} = 44,2340^\circ\text{C} \quad (8.284)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{2,3 \cdot \log \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{135,1551^\circ\text{C} - 44,2340^\circ\text{C}}{2,3 \cdot \log \frac{135,1551^\circ\text{C}}{44,2340^\circ\text{C}}} = 81,4942^\circ\text{C} \quad (8.285)$$



Obr. 8.8 – Teplotní spád na ekonomizéru ECO1 – hnědé uhlí

### Tepelný výkon

Tepelný výkon spalin, který přejde do ekonomizéru ECO1 je následující.

$$\dot{Q}_{tep}^{ECO1} = k \cdot S^{ECO1} \cdot \Delta t_{ln} \quad (8.286)$$

$$\dot{Q}_{tep}^{ECO1} = 25,7111 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \cdot 6537,3758 \text{ m}^2 \cdot 81,4942^\circ\text{C} = 13697,8193 \text{ kW}$$

Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}^{ECO1} - \dot{Q}_{tep}^{ECO1}}{\dot{Q}^{ECO1}} = \frac{13680,5101 \text{ kW} - 13697,8193 \text{ kW}}{13680,5101 \text{ kW}} \cdot 100\% = -0,1264\% \quad (8.287)$$

## 8.15 Výparník

Jako poslední plocha zůstává výparník. Níže je určen tepelný výkon výparníku a dále je klasicky porovnán s výkonem návrhovým.

### Tepelný výkon výparníku

$$\dot{Q}_{tep}^{EVA} = \varphi \cdot \dot{M}_{pv} \cdot (I_u - I_o^{skut}) + \dot{Q}_{sh3a}^{DP} + \dot{Q}_{sh3b}^{DP} + \dot{Q}_{sh4}^{DP} + \dot{Q}_{sh2}^{DP} + \dot{Q}_{tep}^{mříž} \quad (8.288)$$

$\phi[-]$ ...součinitel uchování tepla (vzorec 5.42)

$I_u [kJ \cdot kg^{-1}]$ ...užitečné teplo uvolněné v ohništi (vzorec 5.35)

$I_o^{skut} [kJ \cdot kg^{-1}]$ ...entalpie spalin na výstupu z ohniště pro skutečnou teplotu spalin

$$\{\dot{Q}_{tep}^{EVA}\} = 0,9948 \cdot 7,3773 \cdot (24864,6372 - 11993,1195) + 1041,8683 + 573,1838 + 355,6118 + \\ + 90,5761 + 1002,7767$$

$$\dot{Q}_{tep}^{EVA} = 97527,3661 \text{ kW}$$

Nyní porovnáme tepelný výkon s navrhovaným výkonem plochy, přičemž rozdíl by neměl přesáhnout 2 %.

$$\frac{\dot{Q}_{tep}^{EVA} - \dot{Q}_{tep}^{EVA}}{\dot{Q}_{tep}^{EVA}} = \frac{97567,9331 \text{ kW} - 97527,3661 \text{ kW}}{97567,9331 \text{ kW}} \cdot 100\% = 0,0416\% \quad (8.289)$$

## 8.16 Kontrola celkové bilance kotle a teplota rosného bodu spalin

Na závěr porovnáme tepelné výkony všech teplosměnných ploch (mimo ohřívák vzduchu) s výrobním teplem páry. V rámci celého kotle by tento rozdíl neměl přesáhnout 0,5 %.

$$\dot{Q}_{tep}^{celk} = \dot{Q}_{tep}^{EVA} + \dot{Q}_{tep}^{SH3a} + \dot{Q}_{tep}^{SH3b} + \dot{Q}_{tep}^{SH4} + \dot{Q}_{tep}^{SH2} + \dot{Q}_{tep}^{SH1b} + \dot{Q}_{tep}^{SH1a} + \dot{Q}_{tep}^{ECO2} + \dot{Q}_{tep}^{ECO1} \quad (8.290)$$

$$\{\dot{Q}_{tep}^{celk}\} = 97527,3661 + 3309,0221 + 2976,1765 + 10608,4824 + 7611,6852 + 9331,4141 + \\ + 9166,142 + 5643,2443 + 13697,8193$$

$$\dot{Q}_{tep}^{celk} = 159871,3519 \text{ kW}$$

$$\frac{\dot{Q}_v - \dot{Q}_{tep}^{celk}}{\dot{Q}_v} = \frac{160054,6696 \text{ kW} - 159871,3519 \text{ kW}}{160054,6696 \text{ kW}} \cdot 100\% = 0,1145\% \quad (8.291)$$

### 8.16.1 Skutečná účinnost kotle

Nyní je třeba přepočítat hodnotu účinnosti kotle, pro skutečnou teplotu spalin na konci kotle. Výpočet je proveden stejně jako v kapitole 4.2.2, přičemž teplota spalin na konci kotle má vliv pouze na ztrátu fyzickým teplem úletu a popílku a pak především na ztrátu citelným teplem spalin. Tyto dílčí ztráty budou přepočítány, přičemž hodnoty ostatních ztrát budou převzaty z již zmiňované kapitoly 4.2.2.

#### **Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků**

$$z_f = z_{f\_ssp} + z_{f\_úp} \quad (8.292)$$

$z_{f\_ssp} [\%]$ ...ztráta fyzickým teplem škváry, strusky a roštového propadu (beze změny)

$z_{f\_úp} [\%]$ ...ztráta fyzickým teplem úletu a popílku

$$z_{f\_úp} = \frac{X_{úp}}{100 - C_{úp}} \cdot \frac{A^r}{Q_p^p} \cdot c_{úp} \cdot t_{úp} \quad (8.293)$$

$X_{úp} [\%]$ ...poměr hmot. popele v úletu a popílku ku hmot. popelovin v palivu (beze změny)

$C_{úp} [\%]$ ...procento hořlaviny v úletu a popílku (beze změny)

$A^r [\%]$ ...obsah popela (beze změny)

$Q_p^p [kJ \cdot kg^{-1}]$ ...teplo přivedené do kotle (beze změny)

$c_{úp} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ ...měrná tepelná kapacita úletu a popílku

$t_{úp} [°C]$ ...teplota úletu a popílku (teplota spalin na konci ohniště)

$$\{z_{f-úp}\} = \frac{26}{100-25} \cdot \frac{15}{23507,2165} \cdot 0,8632 \cdot 174,234$$

$$z_{f-úp} = 0,0322 \%$$

$$z_f = 0,1155\% + 0,0322\% = 0,1478\%$$

**Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)**

$$z_k = (100 - z_{mn}) \cdot \frac{I_{sp} - I_{vz}}{Q_p^p} \quad (8.294)$$

$z_{mn} [\%]$ ...ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (beze změny)

$I_{sp} [kJ \cdot kg^{-1}]$ ...entalpie spalin při teplotě a přeb. vzd. za kotlem ( $t = 174,2340°C$ ;  $\alpha = 1,36$ )

$I_{vz} [kJ \cdot kg^{-1}]$ ...entalpie vzduchu s přeb. vzd. za kotlem při teplotě okolí (beze změny)

$$I_{sp} = 2\,081,5071 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (8.295)$$

$$z_k = (100 - 3,1414\%) \cdot \frac{2081,5071 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 275,9258 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{23507,2165 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} = 7,4397\%$$

Celková tepelná účinnost kotle se poté vypočítá dle vzorce 4.15 s částečně převzatými výsledky kapitoly 4.1.2.

$$\eta_k^{skut} = 100\% - \sum_i z_i = 100\% - (z_{cn} + z_{mn} + z_f + z_{so} + z_k + z_n) \quad (8.296)$$

$$\eta_k^{skut} = 100\% - (0,1593\% + 3,1414\% + 0,1478\% + 0,52\% + 7,4397\% + 0,06\%) = 88,5319\%$$

Skutečná tepelná účinnost kotle je zhruba o jedno procento nižší než účinnost předpokládaná. Tato skutečnost reflektuje nepatrný nárůst teploty spalin na konci kotle oproti předpokládané hodnotě. Tento nárůst je větší než v případě bagasy, což lze tolerovat, přihlédneme-li k tomu, že hnědé uhlí je pouze náhradní palivo a kotel je po větší část roku provozován jakožto kotel na bagasu.

### 8.16.2 Teplota rosného bodu spalin

Na samotný závěr, je třeba porovnat teplotu spalin na konci kotle s teplotou rosného bodu stejně, jako tomu bylo na konci kapitoly 7.

**8.16.2.1 Parciální tlak vodní páry**

$$p_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{sp}} \cdot p_{sp} \quad (8.297)$$

$V_{H_2O} [m^3 \cdot kg^{-1}]$  ...objem vodní páry ve spalinách

$$p_{H_2O} = \frac{0,5793m^3 \cdot kg^{-1}}{8,6338m^3 \cdot kg^{-1}} \cdot 99724Pa = 6691,1572Pa$$

Nyní přistoupíme k výpočtu teploty rosného bodu spalin dle [1].

$$t_r = t_k + \frac{\beta \cdot \sqrt[3]{S_r}}{(1,05)^{4,19 \cdot X_{ip} \cdot A_r}} \quad (8.298)$$

$t_k [^{\circ}C]$  ...teplota kondenzace vodní páry při jejím parciálním tlaku (z X Steam pro  $p_{H_2O}$ )

$\beta [-]$  ...součinitel zahrnující vliv přebytku vzduchu

$X_{ip} [%]$  ...poměr hmot. popele v úletu a popílku ku hmot. popelovin v palivu

**Redukovaný obsah síry v surovém palivu**

$$S_r = \frac{S^r}{Q_i^r} \cdot 1000 = \frac{1,43\%}{23MJ \cdot kg^{-1}} \cdot 1000 = 0,0622\% \cdot kg \cdot MJ^{-1} \quad (8.299)$$

**Redukovaný obsah popela v surovém palivu**

$$A_r = \frac{A^r}{Q_i^r} \cdot 1000 = \frac{15\%}{23MJ \cdot kg^{-1}} \cdot 1000 = 0,6522\% \cdot kg \cdot MJ^{-1} \quad (8.300)$$

Nyní dosadíme do vzorce 8.298 a vypočítáme teplotu rosného bodu

$$\{t_r\} = 38,1637 + \frac{200,9583 \cdot \sqrt[3]{0,0622}}{(1,05)^{4,19 \cdot 0,26 \cdot 0,6522}}$$

$$t_r = 115,0628^{\circ}C$$

Z výše uvedených výsledků je zřejmé, že ani v případě hnědého uhlí nedojde s vysokou mírou pravděpodobnosti k podkročení rosného bodu spalin. Je zajímavé poukázat na fakt, že i přesto, že v případě hnědého uhlí je, ve srovnání se spalováním bagasy, ve spalinách mnohem menší objemové množství vodní páry, nám vychází teplota rosného bodu vyšší. Největší zásluhu na tom má vyšší procento síry v surovém palivu hnědého uhlí, oproti bagase.

## 9 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo provést návrh roštového kotle s parním výkonem 200 t·h<sup>-1</sup> s parametry páry 9,3 MPa a 520 °C. Parametry napájecí vody jsou 130 °C a 10,3 MPa. V navrženém kotli je primárně spalována bagasa, jakožto odpadní biomasa vzniklá při procesu výroby cukrové třtiny. Jako náhradní palivo pro období mimo sklizeň je zvoleno hnědé uhlí. Do spalovací komory je přiváděn jak primární, tak sekundární vzduch, jejichž poměr závisí na aktuálně spalovaném palivu. Před rozdělením na primární a sekundární vzduch je vzduch jako celek ohříván parním ohřívákem vzduchu z okolní teploty na 60 °C (popř. 75 °C v případě spalování hnědého uhlí). Takto předehřátý vzduch je dále ohříván v trubkovém ohříváku vzduchu, který je umístěn mezi stupni ekonomizéru v tahu kotle, na 200 °C (popř. 230 °C v případě spalování hnědého uhlí). Až po ohřátí je vzduch rozdělen na primární a sekundární, přičemž primární vzduch se regulační klapkou mísí se studeným vzduchem na výstupu z ventilátoru a tím se ochlazuje na požadovanou teplotu 160 °C.

Při výpočtu byla nejprve stanovena stechiometrie spalín na základě prvkového rozboru paliva. Poté následoval výpočet tepelné bilance kotle a návrh spalovací komory. Nejrozsáhlejší část práce je věnována návrhu jednotlivých teplosměnných ploch postupně ve směru proudění spalín. Při výpočtu prvních čtyř ploch je dostatečná pozornost věnována doplňkovým plochám, které jsou umístěny po stěnách tahu a z hlediska spalín jsou se základními plochami umístěny paralelně. V závěru návrhu ploch jednotlivých paliv je provedena kontrolní bilance celého kotle, která dokládá, že se skutečný tepelný výkon neliší o víc jak 0,5 % od požadovaného. Pro skutečnou teplotu odchozích spalín je zpětně přepočítána tepelná účinnost celého kotle. Vlivem nepatrného nárůstu teploty vůči předpokládané hodnotě dochází k nárůstu komínové ztráty a tím k poklesu účinnosti. V případě bagasy je tento pokles menší jak 0,3 %. V případě uhlí je účinnost menší téměř o 5 %, což je hodnota významná, ale je nutné přihlédnout k faktu, že hnědé uhlí je záložním palivem, které je spalováno výjimečně jen při nedostatku bagasy.

V samotném závěru je dle vztahů uváděných pramenem [1] vypočítána teplota rosného bodu spalín a porovnáním s teplotou spalín na konci kotle lze dojít k závěru, že by při jmenovitých provozních podmínkách neměla být podkročena ani u jednoho z obou paliv. Samotná teplota spalín na konci kotle při spalování bagasy je relativně vysoká. Důvod je ryze praktický a vychází z požadavku na možnost spalování dvou paliv. Pokud bychom navrhli kotel na bagasu s požadavkem na nižší teplotu spalín na konci kotle, nebyly bychom schopni pro stejnou geometrii výhřevných ploch dostat rozumné teploty na konci kotle pro hnědé uhlí. Teplotu spalín na výstupu z kotle je v případě hnědého uhlí třeba pečlivě sledovat kvůli vyššímu obsahu síry v palivu.

---

## 10 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet: Určeno pro posl. fak. strojní*. 2., přeprac. vyd. Praha: SNTL, 1979. Učební texty vysokých škol.
- [2] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. 3. vyd. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [3] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [4] HOLMGREN, Magnus. *X Steam version 2.6*. Excel Steam Tables.
- [5] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [6] BERGMAN, T. L. a Frank P. INCROPERA. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 7th ed. Hoboken, NJ: Wiley, 2011. ISBN 978-0470-50197-9.



**11 SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ**

Symbol	Jednotka	Popis
$a$	$[m]$	čelní strana spalovací komory
$a$	$[-]$	stupeň černosti proudů spalin
$a_o$	$[-]$	stupeň černosti ohniště
$a_{pl}$	$[-]$	efektivní stupeň černosti plamene
$a_{st}$	$[-]$	stupeň černosti povrchu stěn
$A$	$[m]$	délkový rozměr spalinového kanálu
$A$	$[-]$	koeficient vyjadřující druh spalovaného paliva
$A^r$	$[\%]$	stupeň černosti ohniště
$A^*$	$[m]$	střední délkový rozměr
$A_r$	$[\% \cdot kg \cdot MJ^{-1}]$	redukovaný obsah popela v palivu
$b$	$[m]$	boční strana spalovací komory
$B$	$[m]$	délkový rozměr spalinového kanálu
$B_o$	$[-]$	Boltzmannova konstanta
$c$	$[m]$	výška zkosení spalovací komory
$c_{H_2O}$	$[kJ \cdot Nm^{-3} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita vodní páry
$c_i$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita uvažovaného druhu tuhých zbytků
$c_p$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita paliva
$c_s$	$[kJ \cdot Nm^{-3} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita suchého vzduchu
$c_{vz}$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita vlhkého vzduchu
$C$	$[m]$	délkový rozměr spalinového kanálu
$C^r$	$[\%]$	obsah uhlíku v palivu
$Cl^r$	$[\%]$	obsah chlóru v palivu
$C_i$	$[\%]$	procento hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků
$C_l$	$[-]$	opravný koeficient
$C_m$	$[-]$	opravný koeficient
$C_s$	$[-]$	oprava na uspořádání svazku
$C_t$	$[-]$	opravný koeficient
$C_z$	$[-]$	oprava na počet podélných řad
$(CO_2)_{max}$	$[\%]$	maximální množství oxidu uhličitého ve spalinách
$d$	$[g \cdot kg_{s.v.}^{-1}]$	obsah vody ve vzduchu
$d$	$[m]$	šířka výstupního okna
$d$	$[\mu m]$	střední efektivní průměr částeczek popílku

$d$	[m]	<i>vnitřní průměr trubky</i>
$d_e$	[m]	<i>ekvivalentní průměr</i>
$D$	[m]	<i>vnější průměr trubky</i>
$D_z$	[m]	<i>průměr s žebry</i>
$e$	[m]	<i>délka přepony zkosení spalovací komory</i>
$E$	[–]	<i>součinitel efektivnosti žebra</i>
$f$	[–]	<i>faktor vyjadřující poměrné zvětšení objemu suchého vzduchu o objem vodní páry</i>
$f$	[m]	<i>délka zkosení spalovací komory</i>
$F$	[m <sup>2</sup> ]	<i>světlý průřez kanálu</i>
$\bar{F}$	[m <sup>2</sup> ]	<i>střední spalinový průřez</i>
$F^*$	[m <sup>2</sup> ]	<i>střední průřez</i>
$F_{ús}$	[m <sup>2</sup> ]	<i>účinná sálavá plocha stěn ohniště</i>
$F_o$	[m <sup>2</sup> ]	<i>vstupní průřez daného prostoru</i>
$F_{st}$	[m <sup>2</sup> ]	<i>povrch stěn ohniště</i>
$F_{sv}$	[m <sup>2</sup> ]	<i>výstupní průřez daného prostoru</i>
$F_{tr}$	[m <sup>2</sup> ]	<i>celková plocha ohniště</i>
$F_{vo}$	[m <sup>2</sup> ]	<i>plocha výstupního okna ohniště</i>
$h$	[m]	<i>výška spalovací komory</i>
$h_z$	[m]	<i>výška žebra</i>
$H^r$	[%]	<i>obsah vodíku v palivu</i>
$i_{nv}$	[kJ · kg <sup>-1</sup> ]	<i>měrná entalpie napájecí vody</i>
$i_p$	[kJ · kg <sup>-1</sup> ]	<i>fyzické teplo paliva</i>
$i_{pp}$	[kJ · kg <sup>-1</sup> ]	<i>měrná entalpie přehřáté páry za posledním přehřívákem</i>
$i_X$	[kJ · Nm <sup>-3</sup> ]	<i>měrná entalpie příslušné složky spalin</i>
$i_{in}^X$	[kJ · kg <sup>-1</sup> ]	<i>měrná entalpie páry / vody na vstupu do plochy X</i>
$i_{out}^X$	[kJ · kg <sup>-1</sup> ]	<i>měrná entalpie páry / vody na výstupu z plochy X</i>
$I_o$	[kJ · kg <sup>-1</sup> ]	<i>entalpie spalin na výstupu z ohniště</i>
$I_p$	[kJ · kg <sup>-1</sup> ]	<i>entalpie popílku ve spalinách</i>
$I_{sp}$	[kJ · kg <sup>-1</sup> ]	<i>entalpie spalin</i>
$I_u$	[kJ · kg <sup>-1</sup> ]	<i>užitečné teplo uvolněné v ohništi</i>
$I_{vz}$	[kJ · kg <sup>-1</sup> ]	<i>entalpie vzduchu při přebytku vzduchu za kotlem při teplotě okolí</i>
$I_{vz\ min}$	[kJ · kg <sup>-1</sup> ]	<i>entalpie minimálního množství vzduchu (<math>\alpha = 1</math>)</i>

$I_{sp\ min}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie minimálního množství spalin ( $\alpha = 1$ )
$I_o^{skut}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie spalin na konci ohniště pro skutečnou teplotu spalin
$I_{sp}^{X\ ^\circ C}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie spalin při teplotě $X\ ^\circ C$
$I_{sp1}^X$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie spalin na vstupu do plochy $X$
$I_{sp2}^X$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie spalin na výstupu z plochy $X$
$I_{sp\ min}^{X\ ^\circ C}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie minimálního množství spalin při teplotě $X\ ^\circ C$
$I''_{vz\ min}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie vzduchu vstupujícího do spalovací komory
$I_{vz\ min}^{X\ ^\circ C}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě $X\ ^\circ C$
$k$	$[m^{-1} \cdot MPa^{-1}]$	součinitel zeslabení sálání
$k$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	součinitel prostupu tepla
$k_o$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	koeficient vlivu volných prostorů před svazkem
$k_{pod}$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	součinitel prostupu tepla pro podélné obtékání
$k_{př}$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	součinitel prostupu tepla pro příčné obtékání
$k_k$	$[m^{-1} \cdot MPa^{-1}]$	součinitel zeslabení sálání koksovými částicemi
$k_p$	$[m^{-1} \cdot MPa^{-1}]$	součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
$k_{sp}$	$[m^{-1} \cdot MPa^{-1}]$	součinitel zeslabení sálání nesvitivými tříatomovými plyny
$l_0$	$[m]$	hloubka volného objemu před svazkem
$l_s$	$[m]$	hloubka svazku
$L_v$	$[m]$	vertikální šířka desky
$L_h$	$[m]$	horizontální šířka desky
$m$	$[-]$	podíl tepla vysálaného z ohniště a tepla odevzdaného ploše
$\dot{m}_{pp}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní tok přehřáté páry za posledním přehřívákem
$\dot{m}_{v2}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní tok napájecí vody vstřikem 2
$\dot{m}_{v1}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní tok napájecí vody vstřikem 1
$mgCO$	$[mg \cdot Nm^{-3}]$	emisní limit CO
$M$	$[-]$	součinitel $M$
$\dot{M}_p$	$[kg \cdot s^{-1}]$	množství paliva přivedené do kotle
$\dot{M}_{pv}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	skutečné spálené (výpočtové) množství paliva
$n_d$	$[-]$	počet desek
$n_{td}$	$[-]$	počet trubek v desce
$n_{tr}$	$[-]$	počet trubek v řadě
$n_r$	$[-]$	počet řad

$n_{zm}$	$[m^{-1}]$	<i>počet žeber na 1 metr délky trubky</i>
$N^r$	$[\%]$	<i>obsah dusíku v palivu</i>
$O$	$[m]$	<i>obvod průřezu kanálu</i>
$O^r$	$[\%]$	<i>obsah kyslíku v palivu</i>
$O_{2\ ref}$	$[\%]$	<i>obsah kyslíku při referenčním stavu spalin</i>
$\overline{O_{sp} \cdot c}$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	<i>střední celkové měrné teplo spalin</i>
$p$	$[Pa]$	<i>tlak v ohništi</i>
$p''$	$[Pa]$	<i>parciální tlak syté vodní páry při dané teplotě vzduchu</i>
$p_c$	$[Pa]$	<i>celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu</i>
$p_{H_2O}$	$[Pa]$	<i>parciální tlak vodní páry</i>
$\bar{p}_{p/v}$	$[Pa]$	<i>střední tlak páry</i>
$p_{sp}$	$[Pa]$	<i>celkový parciální tlak tříatomových plynů</i>
$p_{p/v}^{in}$	$[Pa]$	<i>tlak páry / vody na vstupu do plochy</i>
$p_{p/v}^{out}$	$[Pa]$	<i>tlak páry / vody na výstupu z plochy</i>
$P$	$[-]$	<i>parametr</i>
$Pr_{sp/p/vzd}$	$[-]$	<i>Prandtlovo číslo pro spaliny / páru / vzduch</i>
$\bar{q}$	$[kW \cdot m^{-2}]$	<i>střední tepelné zatížení stěn ohniště</i>
$q_o$	$[kW \cdot m^{-2}]$	<i>hustota tepelného toku procházejícího výstupním průřezem ohniště</i>
$q_v$	$[kW \cdot m^{-3}]$	<i>objemové zatížení ohniště</i>
$q_s$	$[kW \cdot m^{-2}]$	<i>průřezové zatížení ohniště</i>
$Q_{ci}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	<i>výhřevnost hořlaviny v uvažovaném druhu tuhých zbytků</i>
$Q_s$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	<i>množství tepla odevzdané v ohništi</i>
$Q_v$	$[kW]$	<i>výrobní teplo páry</i>
$Q_{vz}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	<i>teplo přivedené do kotle se vzduchem</i>
$Q_{vzv}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	<i>teplo ohřátí vzduchu vnějším zdrojem mimo kotel</i>
$\dot{Q}^X$	$[kW]$	<i>bilanční tepelný výkon plochy X</i>
$\dot{Q}_b$	$[kW]$	<i>bilanční tepelný výkon spalin</i>
$Q_{tep}^{celk}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	<i>součet tepelných výkonů všech parních ploch a ekonomizérů</i>
$Q_i^r$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	<i>výhřevnost paliva</i>
$Q_p^p$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	<i>teplo přivedené do kotle</i>
$\dot{Q}_X^{DP}$	$[kW]$	<i>tepelný výkon doplňkové plochy umístěné paralelně s plochou X</i>
$\dot{Q}_X^S$	$[kW]$	<i>sálání z ohniště zachycené v prostoru plochy X</i>

$Q_{s,dp}^X$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	<i>sálavé teplo z ohniště a prostoru plochy X zahycené v prostoru plochy X</i>
$Q_{s,d}^X$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	<i>část sálavého tepla z ohniště, kterou převezme plocha X</i>
$Q_{s,p}^X$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	<i>část sálavého tepla z ohniště, kterou převezmou doplňkové plochy</i>
$\dot{Q}_{tep}^X$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	<i>tepelný výkon plochy X daný tepelným výpočtem</i>
$r_{CO_2}$	$[-]$	<i>objemová část CO<sub>2</sub> ve spalínách</i>
$r_{H_2O}$	$[-]$	<i>objemová část vodní páry ve spalínách</i>
$r_{RO_2}$	$[-]$	<i>objemová část CO<sub>2</sub> a SO<sub>2</sub> ve spalínách</i>
$r_{sp}$	$[-]$	<i>součet objemových částí tříatomových plynů ve spalínách</i>
$R$	$[m^2]$	<i>průřez ohniště (plocha roštu)</i>
$R$	$[-]$	<i>parametr</i>
$s$	$[m]$	<i>účinná tloušťka sálavé vrstvy</i>
$s$	$[m]$	<i>rozteč trubek</i>
$s_1$	$[m]$	<i>příčná rozteč</i>
$s_2$	$[m]$	<i>podélná rozteč</i>
$S^r$	$[\%]$	<i>obsah síry v palivu</i>
$S^X$	$[m^2]$	<i>plocha teplosměnné plochy X</i>
$S_{lm}$	$[m^2]$	<i>plocha jednoho metru žebrované trubky</i>
$S_{lž}$	$[m^2]$	<i>plocha jednoho žebra</i>
$S_{pod}$	$[m^2]$	<i>výhřevná plocha s podélným obtékáním</i>
$S_{př}$	$[m^2]$	<i>výhřevná plocha s příčným obtékáním</i>
$S_r$	$[\% \cdot kg \cdot MJ^{-1}]$	<i>redukovaný obsah síry v palivu</i>
$S_{ž}$	$[m^2]$	<i>rozteč žeber</i>
$S_X^{dp}$	$[m^2]$	<i>geometrická plocha doplň. plochy v prostoru plochy X</i>
$S_X^{DP}$	$[m^2]$	<i>plocha doplňkové plochy v prostoru plochy X</i>
$S_{ld}^X$	$[m^2]$	<i>plocha jedné desky deskového přehříváku X</i>
$t$	$[°C]$	<i>teplota</i>
$t_i$	$[°C]$	<i>teplota uvažovaného druhu tuhých zbytků</i>
$t_k$	$[°C]$	<i>teplota kondenzace vodní páry</i>
$t_p$	$[°C]$	<i>teplota paliva</i>
$t_r$	$[°C]$	<i>teplota rosného bodu</i>
$t_{ž}$	$[m]$	<i>tloušťka žebra</i>
$\bar{t}_{sp/p/v/vzd}$	$[°C]$	<i>středn teplota spalín / páry / vody / vzduchu</i>

$t_{sp/p/v/vzd}^{out}$	[°C]	<i>teplota spalin / páry / vody / vzduchu na výstupu z plochy</i>
$t_{sp/p/v/vzd}^{in}$	[°C]	<i>teplota spalin / páry / vody / vzduchu na vstupu do plochy</i>
$T_a$	[K]	<i>teoretická teplota</i>
$T_o$	[K]	<i>teplota spalin na konci ohniště</i>
$T_{st}$	[K]	<i>teplota stěny trubky</i>
$T_z$	[K]	<i>absolutní teplota zaprášeného povrchu stěn</i>
$v_{H_2O}$	[–]	<i>objem vodní páry připadající na 1 m<sup>3</sup> suchého vzduchu</i>
$\bar{v}_{p/v}$	[m <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]	<i>střední měrný objem páry / vody</i>
$V_{H_2O}$	[Nm <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]	<i>objem vodní páry ve spalinách</i>
$V_{H_2O min}$	[Nm <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]	<i>minimální množství vodní páry ve spalinách</i>
$V_o$	[m <sup>3</sup> ]	<i>objem ohniště</i>
$V_{O_2 min}$	[Nm <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]	<i>minimální množství kyslíku pro spálení 1 kg paliva</i>
$V_{vz(sp)}$	[Nm <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]	<i>minimální množství vzduchu (spalin) s přebytkem</i>
$V_{vz(sp) min}$	[Nm <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]	<i>minimální množství vlhkého vzduchu (spalin) pro spálení 1 kg paliva</i>
$V_X$	[Nm <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]	<i>objem produktu spalování X ve spalinách</i>
$V_{vz(sp) min}^s$	[Nm <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ]	<i>minimální množství suchého vzduchu (spalin) pro spálení 1 kg paliva</i>
$\dot{V}_{vzd}$	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	<i>objemový průtok vzduchu</i>
$\dot{V}_{sp}$	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	<i>skutečný spalinový průtok</i>
$w_{sp/p/v/vzd}$	[m · s <sup>-1</sup> ]	<i>rychlost spalin / páry / vody / vzduchu</i>
$W^r$	[%]	<i>obsah vody v palivu</i>
$x_{(u)}$	[–]	<i>úhlový součinitel</i>
$x_o$	[–]	<i>poměrná výška max hodnoty teploty plamene</i>
$x^{SH3a}$	[–]	<i>objemový podíl prostoru SH3a vůči celému SH3</i>
$x^{SH3b}$	[–]	<i>objemový podíl prostoru SH3b vůči celému SH3</i>
$X_i$	[%]	<i>procento popela zachycované v uvažovaném druhu tuhých zbytků</i>
$X_p$	[%]	<i>obsah popela v úletu</i>
$y_h$	[–]	<i>součinitel tepelné nerovnoměrnosti po výšce ohniště</i>
$z_{cn}$	[%]	<i>ztráta hořlavinou ve spalinách</i>
$z_f$	[%]	<i>ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků</i>
$z_k$	[%]	<i>ztráta citelným teplem spalin</i>
$z_{mm}$	[%]	<i>ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích</i>
$z_n$	[%]	<i>ztráta nepočitatelná</i>

$z_{so}$	[ % ]	<i>ztráta sdílením tepla do okolí</i>
$\alpha$	[ – ]	<i>součinitel přebytku vzduchu</i>
$\alpha$	[ ° ]	<i>úhel zkosení spalovací komory</i>
$\alpha_o$	[ – ]	<i>součinitel přebytku vzduchu na konci ohniště</i>
$\alpha_{l(př/pod)}$	[ W · m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup> ]	<i>součinitel přestupu tepla ze spalín do stěny ( pro příčné / podélné obtékání )</i>
$\alpha_{1r}$	[ W · m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup> ]	<i>redukovaný SPT ze strany spalín</i>
$\alpha_2$	[ W · m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup> ]	<i>součinitel přestupu tepla ze stěny do média</i>
$\alpha_{2r}$	[ W · m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup> ]	<i>redukovaný SPT ze strany vody</i>
$\alpha_{k(př/pod)}$	[ W · m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup> ]	<i>součinitel přestupu tepla konvekcí ( pro příčné / podélné obtékání )</i>
$\alpha_s$	[ W · m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup> ]	<i>součinitel přestupu tepla sáláním</i>
$\beta_{(1)}$	[ ° ]	<i>úhel zkosení spalínového kanálu</i>
$\beta$	[ – ]	<i>koeficient pro výpočet součinitele efektivnosti žebra</i>
$\beta$	[ – ]	<i>součinitel zahrnující vliv přebytku vzduchu</i>
$\delta$	[ – ]	<i>podíl tepelného toku výstupním průřezem a toku do stěn v místě výstupního průřezu</i>
$\delta_{tr}$	[ – ]	<i>tloušťka stěny trubky</i>
$\Delta l_v$	[ m ]	<i>vertikální mezera na deskovém přehříváku</i>
$\Delta l_h$	[ m ]	<i>horizontální mezera na deskovém přehříváku</i>
$\Delta t$	[ °C ]	<i>teplotní spád</i>
$\Delta t_{ln}$	[ °C ]	<i>logaritmický teplotní spád</i>
$\Delta t_m$	[ °C ]	<i>menší z teplotních rozdílů spalín a média</i>
$\Delta t_v$	[ °C ]	<i>větší z teplotních rozdílů spalín a média</i>
$\Delta T$	[ K ]	<i>teplotní rozdíl</i>
$\Delta t_{ln}^*$	[ °C ]	<i>korigovaný logaritmický teplotní spád</i>
$\Delta \alpha_o$	[ – ]	<i>přísátí vzduchu v ohništi</i>
$\varepsilon$	[ – ]	<i>součinitel znečištění výhřevné plochy</i>
$\varphi$	[ – ]	<i>relativní vlhkost vzduchu</i>
$\varphi$	[ – ]	<i>součinitel uchování tepla</i>
$\varphi_{o-sv}$	[ – ]	<i>úhlový součinitel ohniště - svazek</i>
$\eta_k^{(skut)}$	[ % ]	<i>účinnost kotel ( skutečná )</i>
$\lambda_{sp/p/vzd/\dot{z}}$	[ W · m <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	<i>součinitel tepelné vodivosti spalín / páry / vzduchu / žebra</i>
$\mu$	[ g · Nm <sup>-3</sup> ]	<i>koncentrace popílku ve spalínách</i>
$\mu$	[ – ]	<i>součinitel rozšíření žebra</i>

---

$\nu_{sp/p/vzd}$	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	<i>kinematická viskozita spalin / páry / vzduchu</i>
$\vartheta_a$	$[^{\circ}C]$	<i>teoretická teplota</i>
$\vartheta_o$	$[^{\circ}C]$	<i>předpokládaná teplota na konci ohniště</i>
$\sigma_{l(2)}$	$[-]$	<i>poměrná příčná (podélná) rozteč</i>
$\tau_{m(v)}$	$[^{\circ}C]$	<i>menší (větší) z teplotních rozdílů hřejícího a ohřívaného média</i>
$\xi$	$[-]$	<i>součinitel využití výhřevné plochy</i>
$\xi$	$[-]$	<i>součinitel zanesení stěn ohniště</i>
$\psi$	$[-]$	<i>součinitel tepelné efektivity stěn</i>
$\psi$	$[-]$	<i>koeficient charakterizující nerovnoměrné rozložení <math>\alpha_k</math> po povrchu žebra</i>
$\psi_{sv}$	$[-]$	<i>součinitel tepelné efektivity svazku</i>



---

## 12 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Výkresová dokumentace kotle